

# Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/JP05/002955

International filing date: 17 February 2005 (17.02.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP  
Number: 2004-047372  
Filing date: 24 February 2004 (24.02.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 07 April 2005 (07.04.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland  
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

17.02.2005

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日            2 0 0 4 年   2 月 2 4 日  
Date of Application:

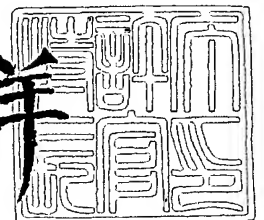
出 願 番 号            特 願 2 0 0 4 - 0 4 7 3 7 2  
Application Number:  
[ST. 10/C]:            [ J P 2 0 0 4 - 0 4 7 3 7 2 ]

出      願      人            松 下 電 器 産 業 株 式 会 社  
Applicant(s):

2 0 0 5 年   3 月 2 5 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

小 川 洋



【書類名】 特許願  
【整理番号】 2033750282  
【あて先】 特許庁長官殿  
【国際特許分類】 F04C 29/00  
【発明者】  
    【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内  
    【氏名】 長谷川 寛  
【発明者】  
    【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内  
    【氏名】 岡市 敦雄  
【発明者】  
    【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内  
    【氏名】 西脇 文俊  
【特許出願人】  
    【識別番号】 000005821  
    【氏名又は名称】 松下電器産業株式会社  
【代理人】  
    【識別番号】 100087745  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 清水 善廣  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100098545  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 阿部 伸一  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100106611  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 辻田 幸史  
【手数料の表示】  
    【予納台帳番号】 070140  
    【納付金額】 21,000円  
【提出物件の目録】  
    【物件名】 特許請求の範囲 1  
    【物件名】 明細書 1  
    【物件名】 図面 1  
    【物件名】 要約書 1

**【書類名】 特許請求の範囲****【請求項 1】**

シリンダと、偏心部を有するシャフトと、前記偏心部と嵌合されて前記シリンダの内側で偏心回転するローラと、前記シリンダの両端面を閉塞する閉塞部材と、前記シリンダと前記ローラと前記閉塞部材とにより形成される空間を複数の作動室に仕切るベーンと、前記作動室に作動流体を流入させる吸入孔と、前記作動室から吐出空間へ前記作動流体を吐出させる吐出孔と、前記吸入孔への前記作動流体の流入を制御する流入タイミング制御手段とを備え、前記作動流体を膨張させる膨張機において、前記作動室の膨張行程の開始時と終了時における圧力比を可変とする圧力比制御手段を備えていることを特徴とする膨張機。

**【請求項 2】**

前記圧力比制御手段として、前記作動室の圧力と前記吐出空間の圧力との圧力差で作動する差圧弁を用いることを特徴とする請求項 1 に記載の膨張機。

**【請求項 3】**

前記差圧弁は、前記吐出孔に設けたことを特徴とする請求項 2 に記載の膨張機。

**【請求項 4】**

前記差圧弁は、前記作動室の圧力が前記吐出空間の圧力よりも低い場合に閉じることを特徴とする請求項 3 に記載の膨張機。

**【請求項 5】**

前記差圧弁は、リード弁であることを特徴とする請求項 4 に記載の膨張機。

**【請求項 6】**

前記差圧弁は、その弁部の形状を円錐面で構成することを特徴とする請求項 4 に記載の膨張機。

**【請求項 7】**

前記圧力比制御手段は、前記作動室と前記吐出空間を結ぶ連通孔と、前記連通孔に設けた差圧弁とから構成されることを特徴とする請求項 2 に記載の膨張機。

**【請求項 8】**

前記差圧弁は、前記作動室の圧力が前記吐出空間の圧力よりも低い場合に開くことを特徴とする請求項 7 に記載の膨張機。

**【請求項 9】**

前記連通孔の前記作動室への開孔部が、前記閉塞部材に設けられたことを特徴とする請求項 8 に記載の膨張機。

**【請求項 10】**

前記圧力比制御手段は、前記吐出孔に設けた第一差圧弁と、前記作動室と前記吐出空間を連通する連通孔に設けた第二差圧弁とから構成されることを特徴とする請求項 2 に記載の膨張機。

**【請求項 11】**

前記作動流体として、液相あるいは超臨界相から気液二相に膨張する流体を用いることを特徴とする請求項 1 から請求項 10 のいずれかに記載の膨張機。

**【請求項 12】**

前記作動流体を二酸化炭素とするヒートポンプサイクルに利用することを特徴とする請求項 1 から請求項 11 のいずれかに記載の膨張機。

**【請求項 13】**

前記ヒートポンプサイクルに用いられる圧縮機のシャフトと、当該膨張機のシャフトとが直結されていることを特徴とする請求項 12 に記載の膨張機。

【書類名】明細書

【発明の名称】膨張機

【技術分野】

【0001】

本発明は、高圧の圧縮性流体によって作動して回転動力を発生する原動機としての膨張機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来から、ヒートポンプサイクルに用いられる膨張機として、特許文献1に開示されているような、ロータリ型の膨張機がある。

この膨張機の構成について説明する。図16は、従来の膨張機の縦断面図、図17は、従来の膨張機の横断面図である。図17は図16の断面Z-Zに相当する。なお、説明のため、シャフト3の軸方向経路3bおよび径方向経路3c、上軸受部材7の吸入経路7bおよび吸入孔7cを破線で示す。

膨張機は、密閉容器1と、シリンダ2と、偏心部3aを有するシャフト3と、シリンダ2の内側で偏心回転運動するローラ4と、ベーン溝2aの内部を往復運動するベーン5と、ベーンばね6と、シャフト3を支える上軸受部材7および下軸受部材8と、作動流体を吸入する吸入管9と、作動流体を吐出する吐出管10とから構成される。

そして、シリンダ2、ローラ4、上軸受部材7および下軸受部材8の間にベーン5で仕切られた作動室12が形成されている。上軸受部材7は、吸入空間7aと、吸入経路7bと、吸入経路7bの作動室12側の開口部となる吸入孔7cとを備えている。シャフト3は、軸方向流路3bと径方向流路3cとを備えている。さらに、シリンダ2には作動室12から吐出空間20へ作動流体を吐出させる吐出孔2bが設けられている。

【0003】

次に膨張機の動作について説明する。図18の(a)から(d)は膨張機の動作図であり、図16のZ-Z断面に相当する。

図16に示すように、高圧の作動流体は吸入管9より吸入空間7a、シャフト3の軸方向経路3bを経てシャフト3の径方向経路3cに流入する。シャフト3の径方向経路3cの形状は、図18に示すようにシャフト3の外周面のある角度範囲のみに開口しており、シャフト3の回転に伴い、上軸受部材7の吸入経路7bとの間で連通、非連通を繰り返す流入タイミング制御手段を形成している。

そして、径方向経路3cと吸入経路7bが連通したときに、作動流体は径方向経路3cから吸入経路7b、吸入孔7cを経て作動室12に吸入される。

【0004】

以下、膨張機の動作を、作動室12に着目して説明する。図18(a)は、吸入行程の開始直前の状態を示している。この状態からシャフト3が反時計周りに回転すると、シャフト3の径方向経路3cと上軸受部材7の吸入経路7bが連通することにより、流入タイミング制御手段が開口し、作動室12に高圧の作動流体が流入する吸入行程が開始される。

そして、シャフト3が反時計周りに回転した後の図18(b)の状態は、シャフト3の径方向経路3cと上軸受部材7の吸入経路7bの連通が断たれ、流入タイミング制御手段が閉じた直後、すなわち、吸入行程終了の状態を示している。

このときの作動室12の容積が膨張機の吸入容積 $V_s$ となる。その後、作動室12に吸入された高圧の作動流体は、作動室12の容積を増す方向にシャフト3を回転させながら膨張減圧する膨張行程に入り、図18(c)の状態を経て図18(d)の状態となる。

この状態は、作動室12が吐出孔2bと連通する直前の状態であり、このときの作動室12の容積が膨張機の吐出容積 $V_d$ となる。この後、シャフト3が僅かに回転すると作動室12は吐出孔2bと連通し、吐出行程が開始される。

そして、作動室12の容積が減少するのに伴い作動流体は吐出孔2bから吐出空間20に吐出される。吐出空間20に蓄えられた低圧の作動流体は、吐出管10から膨張機の外

部に吐出される。

#### 【0005】

以上の説明から明らかなように、本構成の膨張機では、吸入行程から膨張行程への移行は流入タイミング制御手段の開閉に依存しており、従って、流入タイミング制御手段は必須の構成要素であることがわかる。なお、上記の構成以外の流入タイミング制御手段の例は、特許文献2、特許文献3、特許文献4にその構成が示されている。ロータリ膨張機は、図18(a)から(d)の状態を反復し、次々に生じる作動室12が膨張行程において容積を増す方向にシャフト3を回転させることにより、回転動力を取り出すものである。

#### 【0006】

以下に膨張機をヒートポンプサイクルに用いる例を説明する。図19に二酸化炭素を作動流体とするヒートポンプサイクルの概念図およびモリエル線図を示す。図19の(a)は通常のヒートポンプサイクル、(b)は膨張機を利用したヒートポンプサイクル、(c)はモリエル線図である。

図19(a)に示す通常のヒートポンプサイクルは、圧縮機13、ガスクーラ14、膨張弁15、蒸発器16から構成される。圧縮機13はモータ等の駆動要素17によって駆動される。この場合のモリエル線図は、図19(c)のABCDに相当する。

それに対し、図19(b)に示す膨張機を利用したヒートポンプサイクルでは、膨張弁15の代わりに膨張機18を用い、駆動要素17を介して膨張機18のシャフトを圧縮機13のシャフトと直結している。この場合のモリエル線図は、膨張機18における作動流体の膨張行程が近似的に断熱膨張であることを考慮すると、図19(c)のABCD'となる。

このようなヒートポンプの構成にすることにより、膨張機18で作動流体の膨張行程において回収した回転動力を用いて、圧縮機13の駆動を補助することにより、駆動要素17の負荷を軽減することができると同時に、蒸発器16のエンタルピー差がモリエル線図上のDD'に相当する部分で増加し、冷凍能力を向上させることができる。

【特許文献1】特開平8-82296号公報

【特許文献2】特開平8-338356号公報

【特許文献3】特開2001-153077号公報

【特許文献4】特開2003-172244号公報

#### 【発明の開示】

#### 【発明が解決しようとする課題】

#### 【0007】

以上の構成を有する従来の膨張機においては、吸入容積 $V_s$ 、吐出容積 $V_d$ は流入タイミング制御手段と吐出孔により決定されるため、機器により固有の容積比( $V_d/V_s$ )を持つ。作動流体の断熱指数を $\kappa$ 、膨張行程開始時の作動室12の圧力を $P_s$ 、膨張行程終了時の作動室12の圧力を $P_d$ とすると、次式の関係が成り立つ。

#### 【0008】

#### 【数1】

$$P_d = \left( \frac{V_s}{V_d} \right)^\kappa P_s$$

#### 【0009】

上式より、膨張行程終了時の圧力 $P_d$ は、膨張行程開始時の圧力、すなわち、吸入圧力 $P_s$ と容積比( $V_d/V_s$ )、断熱指数 $\kappa$ により決まる。

#### 【0010】

図19(b)に示す膨張機を用いるヒートポンプサイクルにおいて、ガスクーラ14の圧力を $P_h$ 、蒸発器16の圧力を $P_l$ とする。 $P_h$ 、 $P_l$ はガスクーラ14、蒸発器16の周囲の温度や作動流体と空気の熱交換量等により決まるので、ヒートポンプの置かれた周囲の環境により変化する。ガスクーラ14を出た作動流体はそのまま膨張機18に吸入されるので、膨張機18の吸入圧力 $P_s$ はガスクーラ14の圧力 $P_h$ と等しい。また、膨

張機 18 の吐出圧力  $P_d$  は (数 1) により与えられ、 $P_s$  の関数である。このため、 $P_d$  と  $P_1$  とは等しくなるとは限らず、通常は  $P_d > P_1$  あるいは  $P_d < P_1$  である。 $P_d = P_1$  の場合を完全膨張、 $P_d > P_1$  の場合を不完全膨張、 $P_d < P_1$  の場合を過膨張と呼ぶものとする。

#### 【0011】

図 20 に膨張機 18 の  $PV$  線図を示す。図 20 の (a) は、不完全膨張 ( $P_d > P_1$ ) の場合、(b) は、過膨張 ( $P_d < P_1$ ) の場合である。

図 20 の (a) の不完全膨張の場合について説明する。

吸入行程では、圧力  $P_s$  ( $= P_h$ ) のもとで作動室 12 の容積が  $V_s$  になるまで作動流体を吸入する。図中では  $AB$  に相当する。膨張行程では、作動室 12 の容積が  $V_s$  から  $V_d$  に増加するのに伴い、作動流体の圧力が  $P_s$  から  $P_d$  に減圧する。図中では  $BC$  に相当する。吐出行程では、圧力  $P_d$  の作動室 12 が吐出孔 2b に連通し、より低圧の圧力  $P_1$  の密閉容器 1 の内部空間である吐出空間 20 へと作動流体が流出するので、容積  $V_d$  のまま圧力が  $P_d$  から  $P_1$  に低下する。図中の  $CD$  に相当する。そして、圧力  $P_1$  の状態で作動室 12 の容積が  $V_d$  からゼロになるまで作動流体を吐出する。図中では  $DE$  に相当する。

#### 【0012】

$PV$  線図上では面積が仕事量を表すので、膨張機 18 で回収できる動力は  $PV$  線図上では  $ABCDE$  に囲まれる面積に相当する。

一方、膨張機 18 の容積比 ( $V_d/V_s$ ) が完全膨張 ( $P_d = P_1$ ) を満たすように設定されていたとすると、膨張機 18 で回収できる動力は  $PV$  線図上で  $ABCFDE$  に囲まれる面積に相当する。従って、不完全膨張の場合は、完全膨張の場合と比べて  $CFD$  に囲まれる面積の部分だけ回収できる動力が減少する。すなわち、面積  $CFD$  に相当する不完全膨張損失が発生する。

#### 【0013】

図 20 の (b) の過膨張の場合について説明する。

吸入行程と膨張行程は (a) の不完全膨張の場合と同様である。 $PV$  線図上で、吸入行程は  $AB$ 、膨張行程は  $BC$  で示される。吐出行程では、圧力  $P_d$  の作動室 12 が吐出孔 2b に連通し、より高圧の圧力  $P_1$  の吐出空間 20 から作動流体が流入するので、作動室 12 の容積  $V_d$  のまま圧力が  $P_d$  から  $P_1$  に上昇する。図中では  $CD$  に相当する。そして、圧力  $P_1$  の状態で作動室 12 の容積が  $V_d$  からゼロになるまで吐出する。図中では  $DE$  に相当する。

膨張機 18 が回収できる動力は、膨張行程で回収した  $ABCG$  で囲まれる面積から、吐出行程で圧力が  $P_d$  から  $P_1$  に上昇したために必要となる吐出仕事に相当する  $CDEG$  で囲まれる面積を引いた分に相当する。すなわち、 $ABFE$  に囲まれる面積から  $CDF$  に囲まれる面積を引いた部分に相当する。

一方、膨張機 18 の容積比 ( $V_d/V_s$ ) が完全膨張 ( $P_d = P_1$ ) を満たすように設定されていたとすると、膨張機 18 で回収できる動力は  $PV$  線図上で  $ABFE$  に囲まれる面積に相当する。従って、過膨張の場合は、完全膨張の場合と比べて、 $CDF$  に囲まれる面積の部分だけ回収できる動力が減少する。すなわち、面積  $CDF$  に相当する不完全膨張損失が発生する。

#### 【0014】

以上のように、従来の膨張機においては、容積比 ( $V_s/V_d$ ) が一定であるために不完全膨張損失や過膨張損失が発生し、完全膨張の場合に作動流体から得ることができる動力よりも少ない動力しか得ることができないという課題があった。

#### 【0015】

そこで本発明は、上記従来の課題を解決するもので、不完全膨張損失や過膨張損失を防止し、高効率な膨張機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

#### 【0016】

上述した課題を解決するための、請求項 1 記載の本発明の膨張機は、シリンダと、偏心部を有するシャフトと、前記偏心部と嵌合されて前記シリンダの内側で偏心回転するローラと、前記シリンダの両端面を閉塞する閉塞部材と、前記シリンダと前記ローラと前記閉塞部材とにより形成される空間を複数の作動室に仕切るベーンと、前記作動室に作動流体を流入させる吸入孔と、前記作動室から吐出空間へ前記作動流体を吐出させる吐出孔と、前記吸入孔への前記作動流体の流入を制御する流入タイミング制御手段とを備え、前記作動流体を膨張させる膨張機において、前記作動室の膨張行程の開始時と終了時における圧力比を可変とする圧力比制御手段を備えていることを特徴とする。

請求項 2 記載の本発明は、請求項 1 に記載の膨張機において、前記圧力比制御手段として、前記作動室の圧力と前記吐出空間の圧力との圧力差で作動する差圧弁を用いることを特徴とする。

請求項 3 記載の本発明は、請求項 2 に記載の膨張機において、前記差圧弁は、前記吐出孔に設けたことを特徴とする。

請求項 4 記載の本発明は、請求項 3 に記載の膨張機において、前記差圧弁は、前記作動室の圧力が前記吐出空間の圧力よりも低い場合に閉じることを特徴とする。

請求項 5 記載の本発明は、請求項 4 に記載の膨張機において、前記差圧弁は、リード弁であることを特徴とする。

請求項 6 記載の本発明は、請求項 4 に記載の膨張機において、前記差圧弁は、その弁部の形状を円錐面で構成することを特徴とする。

請求項 7 記載の本発明は、請求項 2 に記載の膨張機において、前記圧力比制御手段は、前記作動室と前記吐出空間を結ぶ連通孔と、前記連通孔に設けた差圧弁とから構成されることを特徴とする。

請求項 8 記載の本発明は、請求項 7 に記載の膨張機において、前記差圧弁は、前記作動室の圧力が前記吐出空間の圧力よりも低い場合に開くことを特徴とする。

請求項 9 記載の本発明は、請求項 8 に記載の膨張機において、前記連通孔の前記作動室への開孔部が、前記閉塞部材に設けられたことを特徴とする。

請求項 10 記載の本発明は、請求項 2 に記載の膨張機において、前記圧力比制御手段は、前記吐出孔に設けた第一差圧弁と、前記作動室と前記吐出空間を連通する連通孔に設けた第二差圧弁とから構成されることを特徴とする。

請求項 11 記載の本発明は、請求項 1 から請求項 10 のいずれかに記載の膨張機において、前記作動流体として、液相あるいは超臨界相から気液二相に膨張する流体を用いることを特徴とする。

請求項 12 記載の本発明は、請求項 1 から請求項 11 のいずれかに記載の膨張機において、前記作動流体を二酸化炭素とするヒートポンプサイクルに利用することを特徴とする。

請求項 13 記載の本発明は、請求項 12 に記載の膨張機において、前記ヒートポンプサイクルに用いられる圧縮機のシャフトと、当該膨張機のシャフトとが直結されていることを特徴とする。

#### 【発明の効果】

#### 【0017】

以上、本発明によれば、膨張機において、吐出孔に、作動室の圧力が吐出空間の圧力よりも高くなれば開く差圧弁を設けることにより、過膨張が生じても再圧縮が可能となるので、過膨張損失を防止することができる。加えて、予め膨張機の容積比を不完全膨張が生じないように十分に大きく設定しておけば、いかなる条件においても、不完全膨張損失及び過膨張損失の生じない高効率な膨張機を提供することができる。

また、本発明によれば、膨張機において、作動室と吐出空間を連通する連通孔を設け、連通孔に作動室の圧力が吐出空間の圧力よりも低くなれば開く差圧弁を設けることにより、作動室の圧力が吐出空間の圧力よりも低下すると、吐出空間から作動室へ作動流体が流入して作動室の圧力が吐出空間の圧力と等しくなるので、過膨張を防止することができる。加えて、予め膨張機の容積比を不完全膨張が生じないように、十分に大きく設定してお



けば、いかなる条件においても、不完全膨張損失及び過膨張損失の生じない高効率な膨張機を提供することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0018】

本発明の第1の実施の形態による膨張機は、作動室の膨張行程の開始時と終了時における圧力比を可変とする圧力比制御手段を備えているものである。本実施の形態によれば、吐出空間の圧力が変化した場合でも、膨張行程終了時の作動室の圧力と吐出空間の圧力を常に一致させることが可能となり、膨張機の過膨張損失を防止することができる。従って、高効率な膨張機を提供することができる。

本発明の第2の実施の形態は、第1の実施の形態による膨張機において、圧力比制御手段として、作動室の圧力と吐出空間の圧力との圧力差で作動する差圧弁を用いるものである。本実施の形態によれば、過膨張の発生を作動室の圧力と吐出空間の圧力の差圧で検知することにより、自動的に弁の開閉を制御できるため、簡単な構成で確実に過膨張損失の発生を防止することができる。

本発明の第3の実施の形態は、第2の実施の形態による膨張機において、差圧弁は、吐出孔に設けたものである。本実施の形態によれば、従来の膨張機の吐出孔に、差圧弁を追加するだけの非常に簡単な構成により、過膨張損失の発生を防止することができる。

本発明の第4の実施の形態は、第3の実施の形態による膨張機において、差圧弁は、作動室の圧力が吐出空間の圧力よりも低い場合に閉じるものである。本実施の形態によれば、膨張行程において過膨張が生じた場合、差圧弁が閉じて作動室を密閉空間とすることにより、作動室内の作動流体を再圧縮するので、過膨張損失の発生を防止することができる。

本発明の第5の実施の形態は、第4の実施の形態による膨張機において、前記差圧弁は、リード弁から構成するものである。本実施の形態によれば、リード弁により、過膨張が生じた場合に閉じる差圧弁の構成を非常に簡単に構成することができる。

本発明の第6の実施の形態は、第4の実施の形態による膨張機において、差圧弁は、その弁部の形状を円錐面で構成するものである。本実施の形態によれば、吐出孔によるデッドボリュームが小さくなるので、効率低下を防止することができる。

本発明の第7の実施の形態は、第2の実施の形態による膨張機において、圧力比制御手段は、作動室と吐出空間を結ぶ連通孔と、連通孔に設けた差圧弁とから構成されるものである。本実施の形態によれば、非常に簡単な構成により、過膨張損失の発生を防止することができる。

本発明の第8の実施の形態は、第7の実施の形態による膨張機において、差圧弁は、作動室の圧力が吐出空間の圧力よりも低い場合に開くものである。本実施の形態によれば、作動室の圧力が吐出空間の圧力よりも僅かでも低くなると、吐出空間から作動室に作動流体が流入することにより、過膨張を防止することができる。

本発明の第9の実施の形態は、第8の実施の形態による膨張機において、連通孔の作動室への開孔部が、閉塞部材に設けられたものである。本実施の形態によれば、ローラとシリンダのシール部との重なりがなくなり、作動流体の漏れが低減するので、効率低下を防止することができる。

本発明の第10の実施の形態は、第2の実施の形態による膨張機において、圧力比制御手段は、吐出孔に設けた第一差圧弁と、作動室と吐出空間を連通する連通孔に設けた第二差圧弁とから構成されるものである。本実施の形態によれば、膨張行程において、第二差圧弁を流れる作動流体の圧力損失により作動室の圧力が吐出空間の圧力よりも僅かに低くなり、過膨張損失が発生した場合でも、第一差圧弁により再圧縮を行い、過膨張損失を低減することができる。

本発明の第11の実施の形態は、第1から第10の実施の形態による膨張機において、作動流体として、液相あるいは超臨界相から気液二相に膨張する流体を用いるものである。液相あるいは超臨界相から気液二相に膨張する際には、気体と液体の割合により作動流体の比容積が大きく変化して過膨張や不完全膨張が発生し易くなるが、本実施の形態によ

れば、このように過膨張や不完全膨張が発生し易い場合でも、過膨張損失等を抑えることが可能となり、膨張機の高効率化を図ることができる。

本発明の第12の実施の形態は、第1から第11の実施の形態による膨張機において、作動流体を二酸化炭素とするヒートポンプサイクルに利用するものである。本実施の形態によれば、環境に優しいが、ヒートポンプサイクルの高圧と低圧の圧力差が大きく、僅かな圧力比の変化でも大きな過膨張損失が発生する二酸化炭素を用いたヒートポンプの効率を向上させることができる。

本発明の第13の実施の形態は、第12の実施の形態による膨張機において、ヒートポンプサイクルに用いられる圧縮機のシャフトと、当該膨張機のシャフトとが直結されているものである。本実施の形態によれば、膨張機の起動時における過膨張が防止され、トルク変動が生じないので、ヒートポンプサイクルの圧縮機を効率良くスムーズに起動することができる。

#### 【実施例1】

##### 【0019】

以下、本発明の実施例について、図面を参照しながら説明する。

本発明の第1の実施例における膨張機は、吐出孔に差圧弁を設けたことを除いて、図16から図20で詳述した従来の膨張機と同様な構成である。また、同一機能部品については同一番号を使用し、従来例と同一の構成および作用の説明は省くことにする。

図1は、第1の実施例における膨張機の縦断面図である。図2は、第1の実施例における膨張機の横断面図である。なお、図1の縦断面図は、図16に示した従来の膨張機と同様であり、図2は図1の断面Z-Zに相当する。

本実施例の膨張機は、密閉容器1と、円筒形状の内壁を有するシリンダ2と、偏心部3aを有するシャフト3と、シャフト3の偏心部3aに嵌合されてシリンダ2の内側で偏心回転運動するローラ4と、先端をローラ4の外周面に接しながらシリンダ2のベーン溝2aの内部を往復運動するベーン5と、ベーン5をローラ4に押し付けるベーンばね6と、シリンダ1の上側端面を閉塞するとともにシャフト3を支える上軸受部材7と、シリンダ2の下側端面を閉塞するとともにシャフト3を支えて密閉容器1に固定された下軸受部材8と、密閉容器1の外部から作動流体を吸入する吸入管9と、密閉容器1の外部に作動流体を吐出する吐出管10と、密閉容器1の外部にシャフト3を貫通させるためのメカニカルシール11とから構成される。

そして、シリンダ2と、ローラ4と、閉塞部材としての上軸受部材7及び下軸受部材8とによって形成される空間が、ベーン5によって複数の作動室12に仕切られている。上軸受部材7は、吸入空間7aと、吸入経路7bと、吸入経路7bの作動室12側の開口部となる吸入孔7cとを備えている。シャフト3は、軸方向流路3bと径方向流路3cとを備えている。さらに、シリンダ2には作動室12から吐出空間20へ作動流体を吐出させる吐出孔2bが設けられている。

また、シャフト3の径方向流路3cは、図2に示すようにシャフト3の外周面のある角度範囲のみに開口しており、シャフト3の回転に伴い上軸受部材7の吸入経路7bとの間で連通、非連通を繰り返し、吸入管9より吸入空間7a、軸方向流路3bを経て径方向流路3cに流入する作動流体を制御する流入タイミング制御手段を、吸入経路7bとともに形成している。なお、連通、非連通のタイミングは、径方向流路3cと吸入経路7bのシャフト3側の開口部との形状により調整できる。

そして、径方向流路3cと吸入経路7bが連通、すなわち、流入タイミング制御手段が開いた状態のときに、作動流体は径方向流路3cから吸入経路7b、吸入孔7cを経て作動室12に吸入される構成となっている。

##### 【0020】

本実施例の膨張機では、図2に示すように、シリンダ2の外面に吐出孔2bを含む切欠き部2cを設け、吐出孔2bを覆うリード弁21aと弁止め21bからなる差圧弁21を設けている。なお、切欠き部2cは、差圧弁21を設置するためのスペースを確保すると同時に、シリンダ2を薄くして、デッドボリュウムである作動室12と差圧弁21の間の

空間を短くする効果がある。

そして、差圧弁 21 は、作動室 12 の圧力が吐出空間 20 の圧力よりも低ければ閉じ、作動室 12 の圧力が吐出空間 20 の圧力よりも高くなれば開くように構成されている。すなわち、作動室 12 の膨張行程の開始時と終了時の圧力比を可変とする圧力比制御手段としての差圧弁 21 を備えている。換言すれば、圧力比制御手段は、吐出空間 20 の圧力が変化した場合でも、膨張行程終了時の作動室 12 の圧力と吐出空間 20 の圧力を常に一致させることを可能としている。

#### 【0021】

また、本実施例の膨張機では、作動室 12 の吸入容積  $V_s$  と、吐出容積  $V_d$  との比である容積比 ( $V_d/V_s$ ) は、いかなる条件においても不完全膨張が生じないように、十分に大きく設定する。

例えば、膨張機がガス相あるいは超臨界相の単相域の高圧が  $P_h$ 、低圧が  $P_l$  のシステムで用いられる場合、想定される最大の圧力比を ( $P_h/P_l$ )  $_{max}$ 、断熱指数を  $\kappa$  とすると、次式を満たすように容積比 ( $V_d/V_s$ ) を設定する。

#### 【0022】

##### 【数2】

$$\frac{V_d}{V_s} > \left\{ \left( \frac{P_h}{P_l} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right\}_{max}$$

#### 【0023】

また、単相域から二相域に膨張する場合には、作動流体の膨張前の比容積を  $\nu_h$ 、膨張後の二相域での比容積を  $\nu_l$  として、想定される最大の比容積の比を ( $\nu_l/\nu_h$ )  $_{max}$  とすると、次式を満たすように容積比 ( $V_d/V_s$ ) を設定する。

#### 【0024】

##### 【数3】

$$\frac{V_d}{V_s} > \left( \frac{\nu_l}{\nu_h} \right)_{max}$$

#### 【0025】

以上のように構成した本実施例の膨張機の動作およびその効果を説明する。図3に第1の実施例における膨張機の作動室の P V 線図を示す。

シャフト 3 が反時計周りに回転すると、シャフト 3 の径方向経路 3c と上軸受部材 7 の吸入経路 7b が連通することにより、流入タイミング制御手段が開口し、作動室 12 に高圧の作動流体が流入する吸入行程が開始され、その連通が断たれると流入タイミング制御手段が閉口して、吸入行程が終了する。吸入行程は P V 線図上の A B に相当し、このときの作動室 12 の容積は  $V_s$  となり、圧力は  $P_s$  となる。

その後、作動室 12 に吸入された高圧の作動流体は、作動室 12 の容積を増す方向にシャフト 3 を回転させながら膨張減圧する膨張行程に入り、その膨張行程は P V 線図上の B C に相当し、このときの作動室 12 の容積は  $V_d$  となり、圧力は  $P_d$  となる。

本実施例では、膨張行程 B C において必ず過膨張が生じ、膨張行程終了時の C 点の圧力  $P_d$  は、吐出空間 20 である密閉容器 1 の内部の圧力  $P_l$  よりも低くなる。

このとき、本実施例では、吐出孔 2b に差圧弁 21 を設けており、作動室 12 の圧力  $P_d$  が吐出空間 20 の圧力  $P_l$  よりも低いため、差圧弁 21 が閉じた状態となっている。従って、差圧弁 21 が閉じて作動室 12 を密閉空間とすることにより、作動室 12 への作動流体の流入は起こらない。

そして、シャフト 3 の回転に伴い作動室 12 の容積が小さくなり、作動流体は P V 線図上の C F に沿って圧縮される。

さらに、作動室 12 の圧力が上昇し、吐出空間 20 の圧力まで上昇すると差圧弁 21 が開き、吐出行程を開始する。吐出行程は P V 線図上の F E に相当する。

#### 【0026】

以上の動作、P V線図の説明から明らかなように、本実施例における膨張機が回収できる動力は、P V線図上のA B F Eで囲まれる面積に相当し、F C Dで囲まれる面積に相当する過膨張損失は発生しない。

従って、本実施例の膨張機では、作動室12の圧力が吐出空間20の圧力よりも低い場合に差圧弁21が閉じることにより、過膨張損失を防止し、膨張機の効率を向上させることができる。また、いかなる吐出空間20の圧力P1の変化にも対応可能に、予め膨張機の容積比を不完全膨張が生じないように設定しているので、不完全膨張損失及び過膨張損失を防止し、常に高い効率を維持することができる。

なお、本実施例の圧力比制御手段として、作動室の圧力と吐出空間の圧力の差圧で自動的に開閉する差圧弁を用いたので、簡単な構成で確実に過膨張損失の発生を防止することができる。また、本実施例の差圧弁を、従来の膨張機も有する吐出孔に弁を追加するだけの非常に簡単な構成で実現できる。さらに、リード弁であるので、過膨張が生じた場合に閉じる弁構成を非常に簡単に形成することができる効果がある。

#### 【実施例2】

##### 【0027】

本発明の第2の実施例における膨張機は、吐出孔および差圧弁の位置を変えたことを除いて、第1の実施例と同様な構成である。同一機能部品については同一番号を使用し、同一の構成および作用の説明は省くことにする。

図4は、本実施例における膨張機の横断面図である。また、図5は、本実施例における膨張機の縦断面図であり、図4のY-Y断面に相当する。

本実施例の膨張機では、シリンダ2の下端面を閉塞する閉塞部材としての下軸受部材8に、作動室12から吐出空間20へ作動流体を吐出させる吐出孔8aを設け、この吐出孔8aにリード弁22aと弁止め22bとからなる差圧弁22を設けている。

本実施例では、第1の実施例に対して吐出孔8aと差圧弁22の位置を変えたが、第1の実施例と同様の効果が得られることは言うまでも無い。それに加えて以下の効果を得ることができる。

##### 【0028】

即ち、第1の実施例のように吐出孔2bをシリンダ2の壁面に設ける場合は、切欠き部2cを設けたことにより、シリンダ2の強度が低下して変形し、ローラ4とシリンダ2の間の隙間が拡大し作動流体が漏れて性能が低下する。

それに対し、本実施例の膨張機では、シリンダ2の強度を落とすことなく、吐出孔8aに差圧弁22を設けることができ、シリンダ2が変形して作動流体が漏れることによる性能低下を防止することができる。

##### 【0029】

また、第1の実施例のようにシリンダ2の壁面に吐出孔2bを設ける場合は、切欠き部2cを設けたことにより、ベーン溝2aの吐出孔2b側の肉厚が薄くなり、ベーン溝2aが変形しやすくなるので、ベーン溝2aとベーン5の間の隙間からの作動流体の漏れが増加して性能が低下する。また、ベーン溝2aの変形によりベーン溝2aとベーン5の摺動面圧が増加して異常摩耗が発生しやすくなり、信頼性を損ねる可能性がある。

それに対し、本実施例では、シリンダ2のベーン溝2aの強度を落とすことなく、吐出孔8aに差圧弁22を設けることができ、性能と信頼性を向上させることができる。

##### 【0030】

また、膨張機をフロンに較べて比容積の小さい二酸化炭素を作動流体とするヒートポンプサイクルに用いる場合や、同じ作動流体の流量で膨張機の回転数を高く設定したい場合などは、作動室12の容積を小さく構成する必要がある。このときシリンダ2の高さhを小さく設定するが、第1の実施例のようにシリンダ2の壁面に吐出孔2bを設け、そこに差圧弁21を設ける場合には、スペースが狭いために、差圧弁21を設置すること自体が困難であったり、あるいは、差圧弁21の形状が制約されて、自由な形状に設計できなかったりする。このため、差圧弁21の強度が不足して破損を招いたりする。

それに対し、本実施例の膨張機では、閉塞部材としての下軸受部材8に吐出孔8aと差

圧弁 22 を設けるため、差圧弁 22 を設けるための十分なスペースを確保することができ、差圧弁 22 の形状を自由に構成することができる。

#### 【実施例 3】

##### 【0031】

本発明の第 3 の実施例における膨張機は、吐出孔および差圧弁の形状を変えたことを除いて、第 2 の実施例と同様な構成である。同一機能部品については同一番号を使用し、同一の構成および作用の説明は省くことにする。図 6 は、本発明の第 3 の実施例における膨張機の縦断面図である。

本実施例の膨張機では、下軸受部材 8 に作動室 12 側が円錐面で構成された吐出孔 8b を設け、この吐出孔 8b を開閉する差圧弁 23 を設けている。差圧弁 23 は、円錐面を有して吐出孔 8b に嵌合する形状の弁部 23a と、吐出弁 23a を吐出孔 8b に押し付ける弁ばね 23b と、弁ばね 23b を固定する弁ばね台座 23c とから構成されている。

そして、差圧弁 23 は、作動室 12 の圧力が吐出空間 20 の圧力よりも低い場合には、弁ばね 23b のばね力が吐出空間 20 と作動室 12 の差圧による力に打ち勝ち、吐出孔 8b を閉じた状態とし、作動室 12 の圧力が吐出空間 20 の圧力よりも高い場合には、吐出空間 20 と作動室 12 の差圧による力が弁ばね 23b のばね力に打ち勝ち、吐出孔 8b を開いた状態とする。

本実施例では、吐出孔 8b と差圧弁 23 の形状を変えたが、吐出孔 8b と差圧弁 23 を第 2 の実施例と同じ場所に設置しているため、第 2 の実施例と同様の効果が得られることは言うまでもない。それに加えて以下の効果を得ることができる。

##### 【0032】

即ち、本実施例の膨張機では、吐出孔 8b の作動室 12 側と差圧弁 23 の弁部 23a の形状を円錐面で構成し、互いに嵌合する形状としたことにより、差圧弁 23 が閉じた状態では、作動室 12 と差圧弁 23 の間の空間であるデッドボリウムが非常に小さくなる。

従って、吐出空間 20 と同じ低圧の圧力であるデッドボリウムが、より高圧の作動室 12 と連通することにより、作動室 12 の圧力を低下させることを、すなわち作動室 12 で回収できる動力が減り、膨張機の効率が低下することを防止することができる。

##### 【0033】

なお、以上の第 1 から第 3 の実施例において、リード弁 21a, 22a を用いた差圧弁 21, 22 や、弁 23a と弁ばね 23b を用いた差圧弁 23 を用いた構成を示したが、作動室 12 の圧力が吐出空間 20 の圧力よりも高くなった場合に開く差圧弁を用いた構成であれば、その構造には関係なく同様の効果が得られることは言うまでもない。

#### 【実施例 4】

##### 【0034】

本発明の第 4 の実施例における膨張機は、シリンダに作動室と吐出空間とを結ぶ連通孔を設け、この連通孔の内部に差圧弁を設けたことを除いて、図 16 から図 20 で詳述した従来の膨張機と同様な構成である。また、同一機能部品については同一番号を使用し、従来例と同一の構成および作用の説明は省くことにする。

図 7 は、第 4 の実施例における膨張機の横断面図である。なお、縦断面図は図 16 に示した従来の膨張機と同様であり、図 7 は、図 16 の断面 Z-Z に相当する。また、連通孔 31 の近傍のみを断面で示している。

本実施例の膨張機では、図 16 に示した従来の構成に加えて、シリンダ 2 に設けた作動室 12 と吐出空間 20 を結ぶ連通孔 31 と、この連通孔 31 の内部に設けた差圧弁 32 とから構成されている。連通孔 31 は、シャフト 3 の中心軸から眺めて、ベーン溝 2a の位置から反時計周りに、角度 210 度の付近に設けられているが、連通孔 31 の設置位置は必ずしもこの限りではない。設置位置の条件については後述する。

また、差圧弁 32 は、弁部 32a、弁ばね 32b 及び弁ばね台座 32c から構成されている。差圧弁 32 は、第 1 から第 3 の実施例の場合の、差圧弁 21, 22, 23 とは逆に、作動室 12 の圧力が吐出空間 20 の圧力よりも、高くなれば閉じ、低くなれば開くように構成されている。すなわち、作動室 12 の膨張行程の開始時と終了時の圧力比を可変と

する圧力比制御手段としての差圧弁 32 を備えている構成である。

また、本実施例の膨張機では、吸入容積  $V_s$  と吐出容積  $V_d$  の比である容積比 ( $V_d / V_s$ ) は、いかなる条件においても不完全膨張が生じないように、十分に大きく設定しておく構成とする。設定の仕方については、第 1 の実施例で述べた通りである。

#### 【0035】

以上のように構成した本実施例の膨張機の動作およびその効果を説明する。図 8 は、本実施例における膨張機の動作図であり、図 18 に相当する。また、連通孔 31 の近傍のみを断面している。なお、シャフト 3 の軸方向経路 3b および径方向経路 3c、上軸受部材 7 の吸入経路 7b および吸入孔 7c は図中に破線で示す。また、図 9 に第 4 の実施例における膨張機の作動室 12 の P-V 線図を示す。

#### 【0036】

以下、膨張機の動作を、作動室 12 に着目して P-V 線図と対比させながら説明する。なお、以下の説明は、流入タイミング制御手段の構成には依存しない。

図 8 (a) は、流入タイミング制御手段が開く直前、すなわち、吸入開始の状態を示している。図 9 の P-V 線図上の A 点に相当する。この状態からシャフト 3 が反時計周りに回転すると、シャフト 3 の径方向経路 3c と上軸受部材 7 の吸入経路 7b が連通することにより流入タイミング制御手段が開口し、作動室 12 に高圧の作動流体が流入する吸入行程が開始される。

そして、シャフト 3 が反時計周りに回転した後の図 8 (b) の状態は、流入タイミング制御手段が閉じた瞬間、すなわち、吸入行程終了の状態を示している。図 9 の B 点に相当し、このときの作動室 12 の容積が膨張機の吸入容積  $V_s$  となる。

その後、作動室 12 に吸入された高圧の作動流体は、作動室 12 の容積を増す方向にシャフト 3 を回転させながら膨張減圧する膨張行程に入る。図 8 (c) の状態において、作動室 12 は連通孔 31 と連通する。

#### 【0037】

この連通孔 31 の設置位置の条件としては、作動室 12 と連通孔 31 が連通した瞬間、つまり、図 8 (c) のような状態の作動室 12 において、過渡時以外のいかなる条件においても過膨張が生じないような位置に設けるものとする。

例えば、図 8 (c) の状態を図 9 の P-V 線図上の H 点とし、そのときの容積を  $V_d'$  とし、膨張機がガス相あるいは超臨界相の単相域の高圧が  $P_h$ 、低圧が  $P_l$  のシステムで用いられる場合、想定される最小の圧力比を  $(P_h / P_l)_{\min}$ 、断熱指数を  $\kappa$  とすると、次式を満たすように容積比 ( $V_d' / V_s$ ) を設定する。

#### 【0038】

##### 【数 4】

$$\frac{V_d'}{V_s} < \left\{ \left( \frac{P_h}{P_l} \right)_{\min} \right\}^{\frac{1}{\kappa}}$$

#### 【0039】

また、単相域から二相域に膨張する場合には、作動流体の膨張前の比容積を  $\nu_h$ 、膨張後の気相と液相の平均の比容積を  $\nu_l$  として、想定される最小の比容積の比を  $(\nu_l / \nu_h)_{\min}$  とすると、次式を満たすように容積比 ( $V_d' / V_s$ ) を設定する。

#### 【0040】

##### 【数 5】

$$\frac{V_d'}{V_s} < \left( \frac{\nu_l}{\nu_h} \right)_{\min}$$

#### 【0041】

さらにシャフト 3 が回転すると、作動室 12 の圧力は、図 9 に示す P-V 線図上の H 点の状態からさらに低下し、図 9 の F 点となる。この後、従来の膨張機では過膨張していたのに対し、本実施例では、過膨張により作動室 12 の圧力が吐出空間 20 の圧力  $P_l$  より低



くなると同時に、連通孔 31 の差圧弁 32 が開き、吐出空間 20 から作動室 12 に圧力  $P_1$  の作動流体が流入するために、作動室 12 の圧力は吐出空間 20 の圧力  $P_1$  以下には下らない。すなわち、過膨張が生じない。

図 8 (c) から吐出直前の容積  $V_d$  になる図 8 (d) までの変化を、図 9 の  $PV$  線図に当てはめると、従来の膨張機では、過膨張が生じたために図 9 の  $FC$  をたどって変化して圧力が  $P_d$  となり、作動室 12 が吐出孔 2b と連通した瞬間に図 9 の  $CD$  をたどり圧力が  $P_1$  に上昇する。

それに対し、本実施例では、連通孔 31 と差圧弁 32 との働きにより、図 9 の  $FD$  をたどって圧力  $P_1$  で一定のまま容積  $V_d$  に変化する。その後、シャフト 3 の回転とともに吐出行程がはじまり、作動流体は作動室 12 から吐出孔 2b を通して吐出空間 20 に吐出される。図 9 の  $DE$  に相当する。

#### 【0042】

以上の動作、 $PV$  線図の説明から明らかなように、本実施例における膨張機が回収できる動力は、 $PV$  線図上の  $ABFE$  で囲まれる面積に相当し、従来の膨張機で発生していた  $PV$  線図上の  $FCD$  で囲まれる面積に相当する過膨張損失は発生しない。従って、膨張機の効率を向上させることができる。また、いかなる吐出空間 20 の圧力  $P_1$  の変化にも対応し、過膨張を防止し、常に高い効率を維持することもできる。

#### 【0043】

なお、本実施例の膨張機では、差圧弁 32 を備えた連通孔 31 を 1 箇所に設けているが、複数箇所に備える構成の膨張機でも良く、少なくとも 1 つの連通孔が (数 4) あるいは (数 5) を満たす範囲に設置されていれば、1 箇所に設置された場合と同様の効果が得られることは言うまでも無い。

また、連通孔 31 が 1 箇所の場合、作動室 12 は三日月型の細長い形状をしていることや、連通孔 31 の流路抵抗が原因で、連通孔 31 から流入する作動流体が瞬時には作動室 12 の全体に行き渡りにくく圧力損失が生じるため、過膨張損失を完全に無くすことは出来ないが、連通孔 31 を複数箇所に設けることにより、すみやかに作動室 12 の全体に作動流体を流入させることができるので、過膨張を防止して効率を向上させる効果がより顕著になる。

#### 【実施例 5】

#### 【0044】

本発明の第 5 の実施例における膨張機は、連通孔の位置を変えたことを除いて、第 4 の実施例と同様な構成である。同一機能部品については同一番号を使用し、同一の構成および作用の説明は省くことにする。

図 10 は、本実施例における膨張機の横断面図である。また、図 11 は、本実施例における膨張機の縦断面図であり、図 10 の  $Y-Y$  断面に相当する。

本実施例の膨張機では、下軸受部材 8 に作動室 12 と吐出空間 20 とを結ぶ連通孔 33 を設けている。即ち、連通孔 33 の作動室 12 への開孔部が、閉塞部材としての下軸受部材 8 に設けられた構成である。そして、この連通孔 33 に弁部 34a、弁ばね 34b 及び弁ばね台座 34c からなる差圧弁 34 を設けている。

本実施例では、連通孔 33 の位置を変えたが、第 4 の実施例と同様の効果が得られることは言うまでも無い。それに加えて以下の効果を得ることができる。

#### 【0045】

即ち、第 4 の実施例のようにシリンダ 2 の壁面に連通孔 31 を設ける場合は、シャフト 3 の回転に伴い、ローラ 4 とシリンダ 2 の線接触点であるシール部が連通孔 31 にて重なると、連通孔 31 が原因となりシール部により仕切られた作動室 12 の間で、作動流体が漏れる。

それに対し、本実施例の膨張機では、一方の閉塞部材としての下軸受部材 8 に連通孔 33 を設ける構成であるので、ローラ 4 とシリンダ 2 のシール部が重なることが無いので、作動流体の漏れを低減することができ、効率を向上させることができる。なお、他方の閉塞部材としての上軸受部材 7 に連通孔 (図示せず) を設ける構成でも良く、同様の効果が

得られる。

#### 【実施例 6】

##### 【0046】

本発明の第 6 の実施例における膨張機は、連通孔の位置を変えたことを除いて、第 5 の実施例と同様な構成である。同一機能部品については同一番号を使用し、同一の構成および作用の説明は省くことにする。

図 12 は、本実施例における膨張機の横断面図である。

本実施例の膨張機では、連通孔 35 を、シャフト 3 の中心軸から見て吸入孔 7c と同じ角度方向位置に設けている。

本実施例では、連通孔 35 の位置を変えたが、第 5 の実施例と同様の効果が得られることは言うまでも無い。それに加えて以下の効果を得ることができる。

##### 【0047】

即ち、従来の膨張機、あるいは、第 1 から第 5 の実施例の膨張機を、図 19 (b) に示すようなヒートポンプサイクルに用いる場合、停止時にはガスクーラ 14 の圧力  $P_h$  と蒸発器 16 の圧力  $P_l$  が均圧しており、起動直後は  $P_h$  と  $P_l$  の差圧が非常に小さい。従って、起動直後から定常運転に移行するまでの間は、ある膨張比までの過膨張が生じる。

従って、起動時の過膨張に要する負荷が大きくなり、トルク変動などにより膨張機がスムーズに動かず、このことがヒートポンプサイクルの起動を遅らせるという悪循環に陥る。

特に、図 19 (b) に示すような、圧縮機 13 のシャフトと膨張機 18 のシャフトが直結されたタイプのヒートポンプサイクルでは、膨張機 18 の過膨張による負荷トルク変動が原因となり、圧縮機 13 の起動にも悪影響を及ぼす。特にインバータによるセンサレス制御のブラシレスモータ 17 を用いた圧縮機 13 の場合、起動時のトルク変動による回転ムラにより脱調しやすくなる。

##### 【0048】

それに対し、本実施例の膨張機では、連通孔 35 を、シャフト 3 の中心軸からみて吸入孔 7c と同じ角度方向位置に設けたことにより、作動室 12 が吸入行程を終了し、膨張行程に入った段階で連通孔 35 と連通する。従って、起動時においても過膨張を生じない。

従って、過膨張によるトルク変動を生じず、ヒートポンプサイクルを効率良くスムーズに起動することが可能である。特に、圧縮機 13 のシャフトが膨張機 18 のシャフトと直結された構成のヒートポンプサイクルにおいて有効である。

#### 【実施例 7】

##### 【0049】

本発明の第 7 の実施例における膨張機は、シリンダに作動室と吐出空間を連通する連通孔を設け、この連通孔の内部に差圧弁を設けたことを除いて、第 2 の実施例と同様な構成である。同一機能部品については同一番号を使用し、同一の構成および作用の説明は省くことにする。

図 13 は、本実施例における膨張機の横断面図である。また、図 14 は、本実施例におけるロータリ膨張機の縦断面図であり、図 13 の Y-Y 断面に相当する。

本実施例の膨張機では、吐出孔 8c にリード弁 41a と弁止め 41b とからなる第一差圧弁 41 を設け、シリンダ 2 に作動室 12 と吐出空間 20 を結ぶ連通孔 42 を設け、この連通孔 42 の内部に第二差圧弁 43 を設けている。この第二差圧弁 43 は、弁部 43a と弁ばね 43b と弁ばね台座 43c とから構成されている。

##### 【0050】

本実施例の膨張機では、吐出孔 8b と、吐出孔 8b に設けられた第一差圧弁 41 の構成は、第 2 の実施例と全く同様であるので、同様の効果が得られることは言うまでもなく、また、シリンダ 2 に設けた連通孔 42 と連通孔 42 に設けた第二差圧弁 43 の構成は、第 5 の実施例と全く同様であるので、同様の効果が得られることは言うまでもない。

##### 【0051】

更に、これらの構成を組み合わせた本実施例の膨張機によって、以下の効果が得られる



。図 15 に第 7 の実施例における膨張機の作動室 12 の P V 線図を示す。

連通孔 42 と第二差圧弁 43 を設けたことにより、図 15 の F 点に相当する作動室 12 の圧力が吐出圧力 P1 と等しくなった次の瞬間に、吐出空間 20 より作動室 12 へ作動流体が流入し、作動室 12 の圧力を吐出空間 20 の圧力 P1 と等しく保とうとする。

しかし、実際には、連通孔 42 における圧力損失や、作動室 12 の形状が細長いことにより、流入した作動流体が作動室 12 の全体に行き渡らず、作動室 12 の圧力は吐出空間 20 の圧力 P1 よりも若干低下する。

即ち、膨張行程が終了した時点での低下した圧力を  $\Delta P$  とすると、膨張行程の終了点は図 15 の I 点になる。この  $\Delta P$  は作動室 12 の容積が大きい程、また、膨張機の回転数が高い程、より顕著になる。従って、吐出孔 8c に第一差圧弁 41 を設けていない場合には、作動室 12 と吐出孔 8c が連通した瞬間に、作動室 12 の圧力が吐出空間 20 の圧力 P1 まで上昇するので、図 15 の P V 線図上の F I D で囲まれる面積の過膨張損失が発生する。

それに対し、本実施例の膨張機では、吐出孔 8b に第一差圧弁 41 を設けているので、図 15 の I J に相当する再圧縮が行われる。従って、本実施例の膨張機では、F I J が過圧縮損失となり、第一差圧弁 41 を設けていない構成の場合よりも、過圧縮損失が I D J で囲まれる面積の分だけ減少する。従って、第 5 の実施例の場合と比べてさらに効率を向上させることができる。

#### 【0052】

なお、以上述べてきた第 1 から第 7 の実施例の膨張機によって、以下の効果が得られる。

従来の膨張機では、作動流体が液相あるいは超臨界相から気液二相に膨張する場合、膨張機出口の作動流体の密度は乾き度により大きく変化するため、膨張機の圧力比は容積比が一定でも乾き度により敏感に変化するので、過膨張損失や不完全膨張損失が特に発生しやすくなる。

それに対して、第 1 から第 7 の実施例における膨張機によれば、過膨張損失や不完全膨張損失が防止されるので、液相あるいは超臨界相から気液二相に膨張する作動流体を用いることが可能となり、膨張機の高効率化の効果がより顕著になる。

#### 【0053】

また、従来の膨張機に二酸化炭素を主成分とする作動流体を用いる場合、作動圧力が高く圧力差が大きいので、膨張機の組み込まれたヒートポンプサイクルの膨張比が僅かに変化した場合でも、大きな過膨張や不完全膨張が発生することになる。

それに対して、第 1 から第 7 の実施例における膨張機によれば、不完全膨張や過膨張が防止されるので、二酸化炭素を主成分とする作動流体を膨張する膨張機の組み込まれたヒートポンプに利用することが可能となり、ヒートポンプの高効率化の効果がより顕著になる。

#### 【産業上の利用可能性】

#### 【0054】

本発明の膨張機は、圧縮性ガスから回転動力を得る原動機や発電機として利用することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0055】

- 【図 1】 本発明の第 1 の実施例における膨張機の縦断面図
- 【図 2】 本発明の第 1 の実施例における膨張機の横断面図
- 【図 3】 本発明の第 1 の実施例における膨張機の作動室の P V 線図
- 【図 4】 本発明の第 2 の実施例における膨張機の横断面図
- 【図 5】 本発明の第 2 の実施例における膨張機の縦断面図
- 【図 6】 本発明の第 3 の実施例における膨張機の縦断面図
- 【図 7】 本発明の第 4 の実施例における膨張機の横断面図

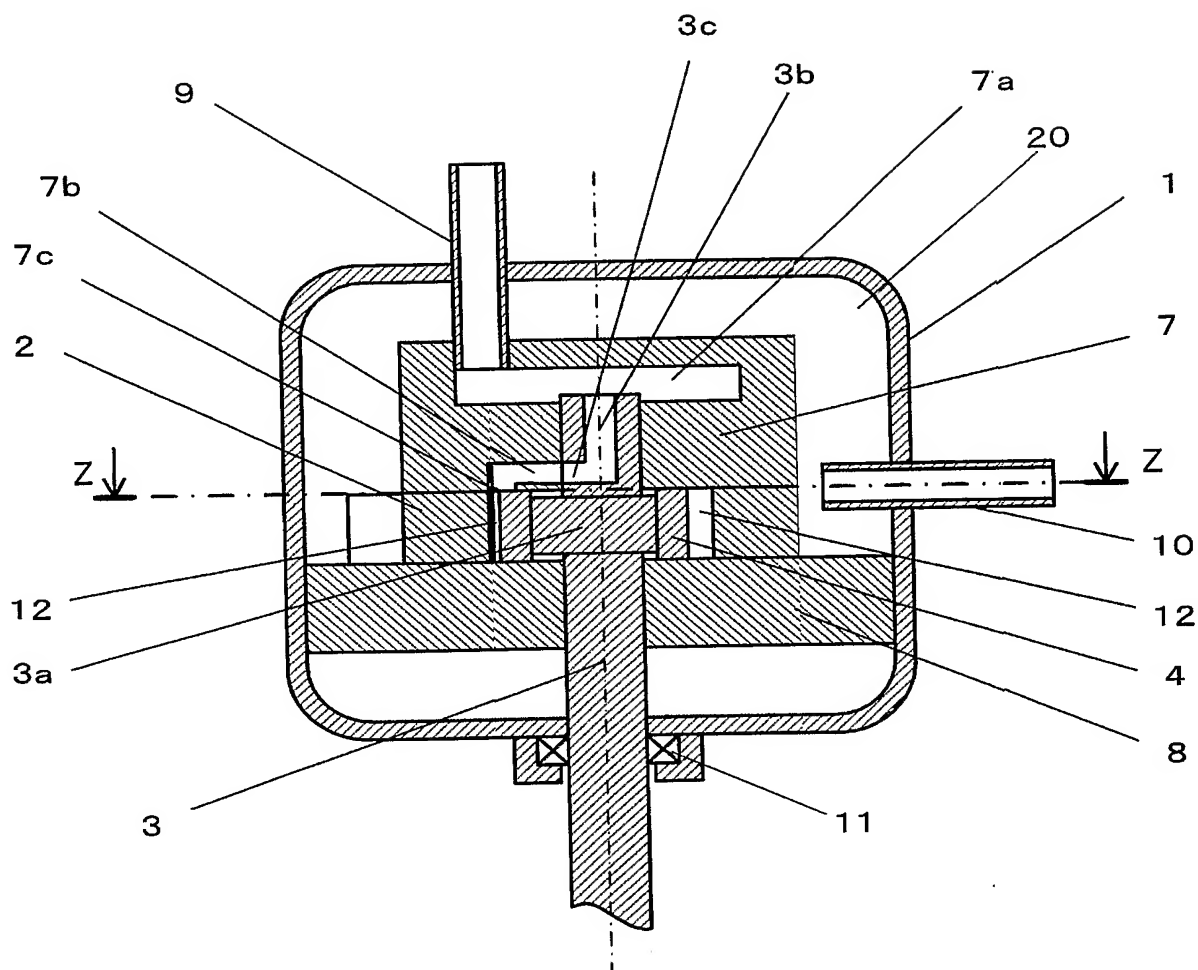
- 【図 8】 本発明の第 4 の実施例における膨張機の作動室の動作図
- 【図 9】 本発明の第 4 の実施例における膨張機の作動室の P V 線図
- 【図 1 0】 本発明の第 5 の実施例における膨張機の横断面図
- 【図 1 1】 本発明の第 5 の実施例における膨張機の縦断面図
- 【図 1 2】 本発明の第 6 の実施例における膨張機の横断面図
- 【図 1 3】 本発明の第 7 の実施例における膨張機の横断面図
- 【図 1 4】 本発明の第 7 の実施例における膨張機の縦断面図
- 【図 1 5】 本発明の第 7 の実施例における膨張機の作動室の P V 線図
- 【図 1 6】 従来の膨張機の縦断面図
- 【図 1 7】 従来の膨張機の横断面図
- 【図 1 8】 従来の膨張機の作動室の動作図
- 【図 1 9】 従来のヒートポンプサイクルの概念図
- 【図 2 0】 従来の膨張機の P V 線図

【符号の説明】

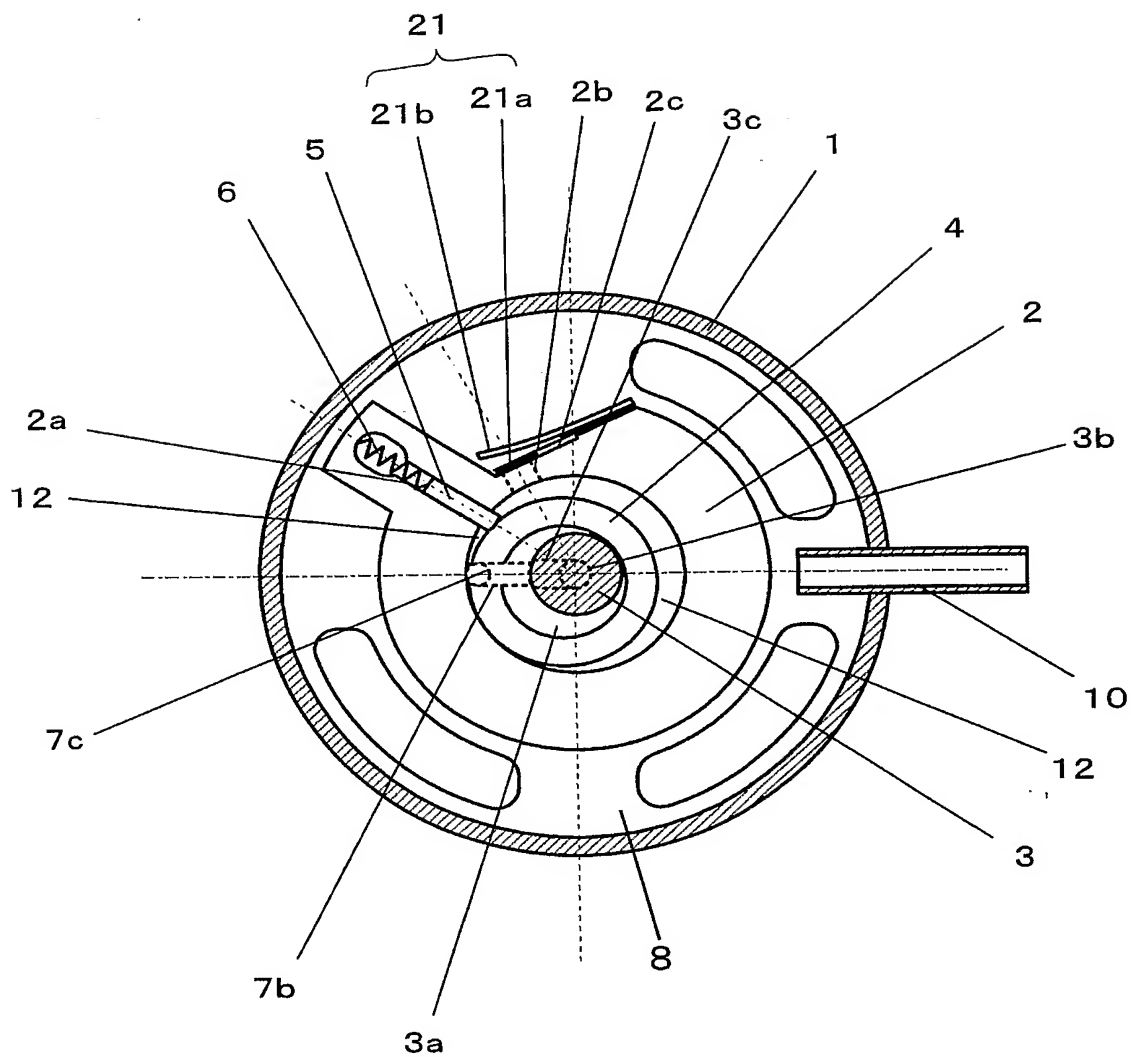
【 0 0 5 6 】

- 1 密閉容器
- 2 シリンダ
- 2 a ベーン溝
- 2 b, 8 a, 8 b, 8 c 吐出孔
- 2 c 切欠き部
- 3 シャフト
- 3 a 偏心部
- 3 b 軸方向流路
- 3 c 径方向流路
- 4 ローラ
- 5 ベーン
- 6 ベーンばね
- 7 上軸受部材
- 7 a 吸入空間
- 7 b 吸入経路
- 7 c 吸入孔
- 8 下軸受部材
- 9 吸入管
- 1 0 吐出管
- 1 1 メカニカルシール
- 1 2 作動室
- 1 3 圧縮機
- 1 4 ガスクーラ
- 1 5 膨張弁
- 1 6 蒸発器
- 1 7 駆動要素
- 1 8 膨張機
- 2 0 吐出空間
- 2 1, 2 2, 2 3, 3 2, 3 4 差圧弁
- 4 1 第一差圧弁
- 4 3 第二差圧弁
- 3 1, 3 3, 3 5, 4 2 連通孔

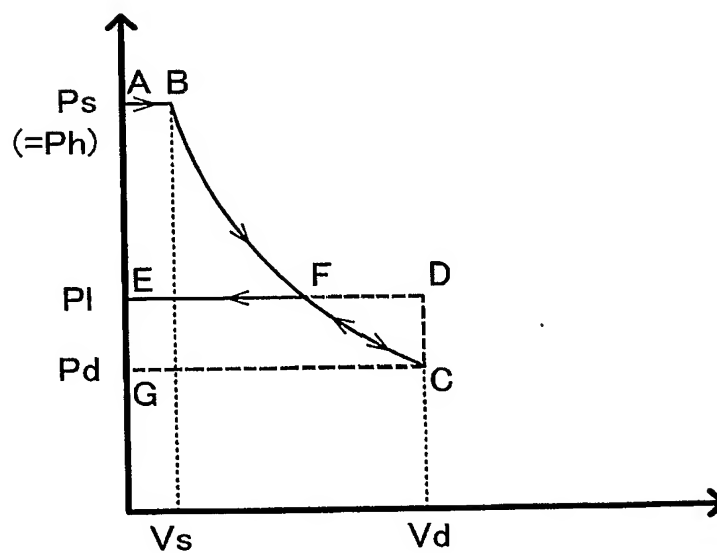
【書類名】 図面  
【図 1】



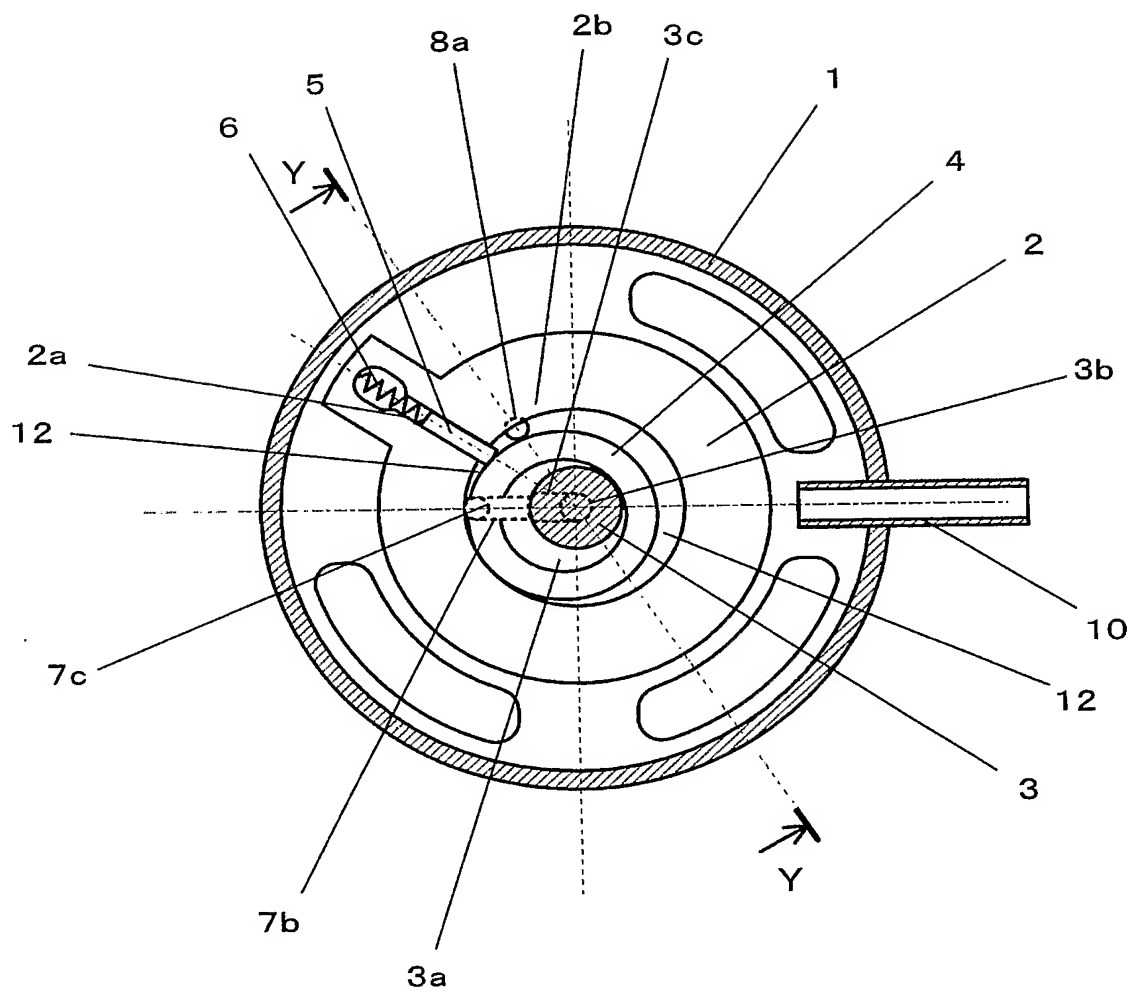
【図 2】



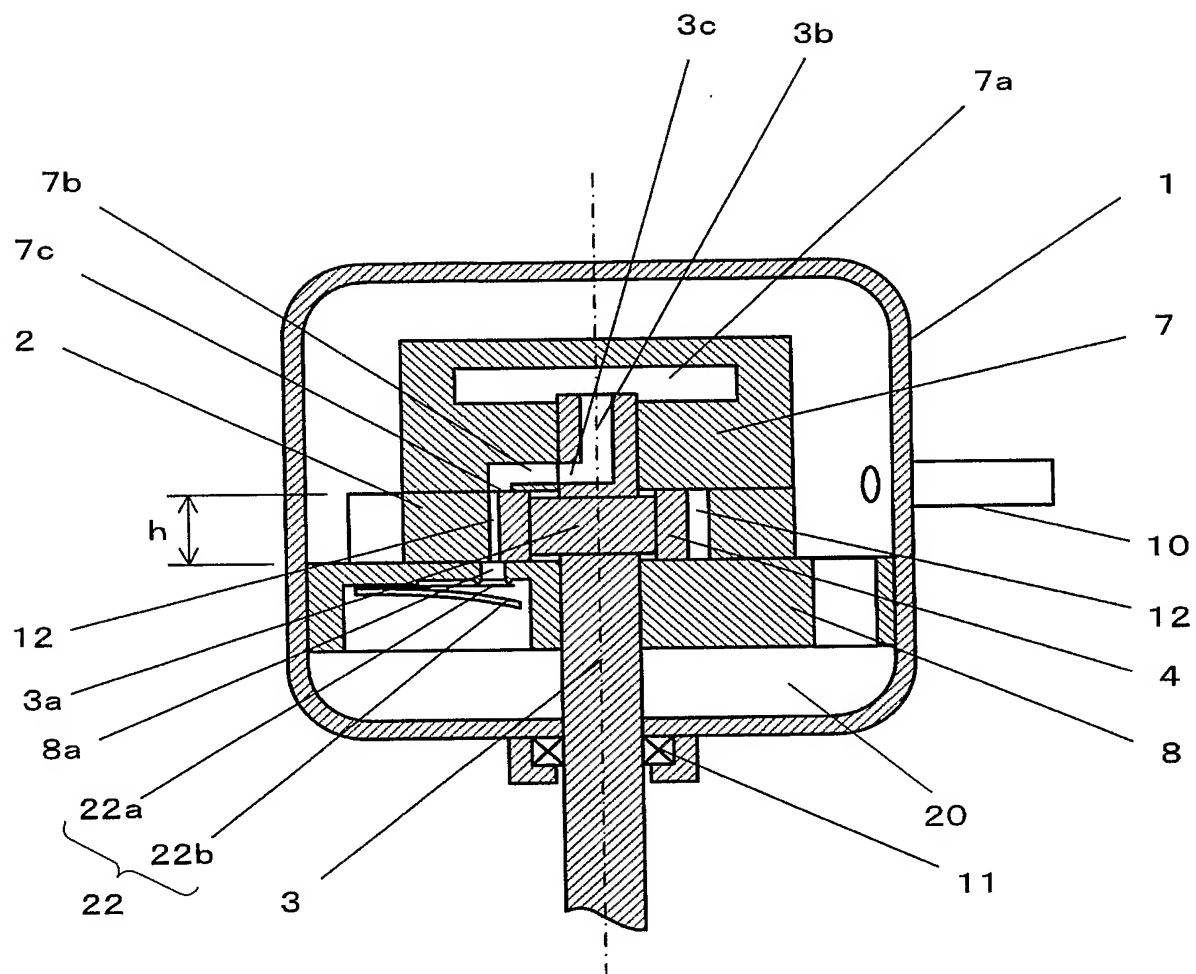
【図 3】



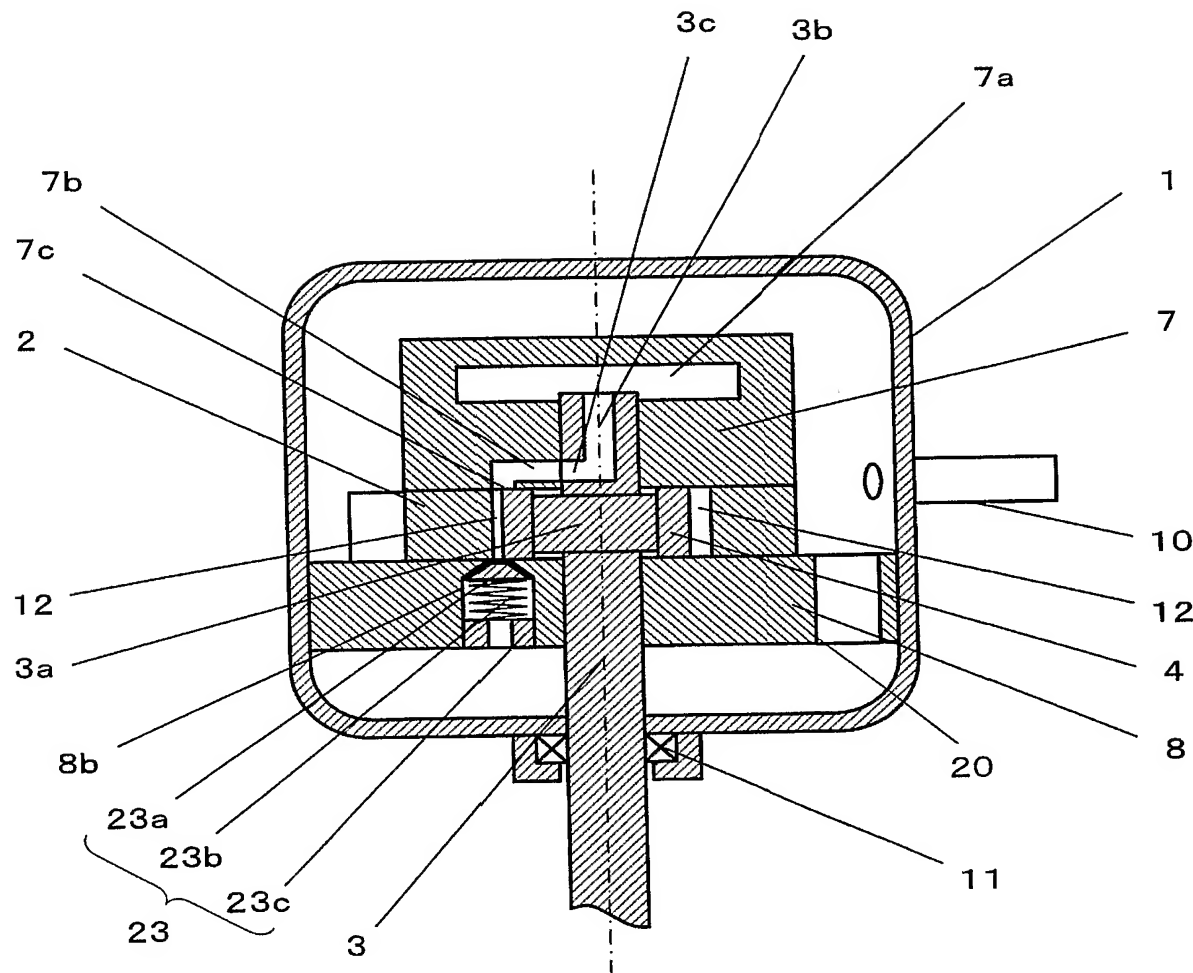
【図 4】



【図 5】



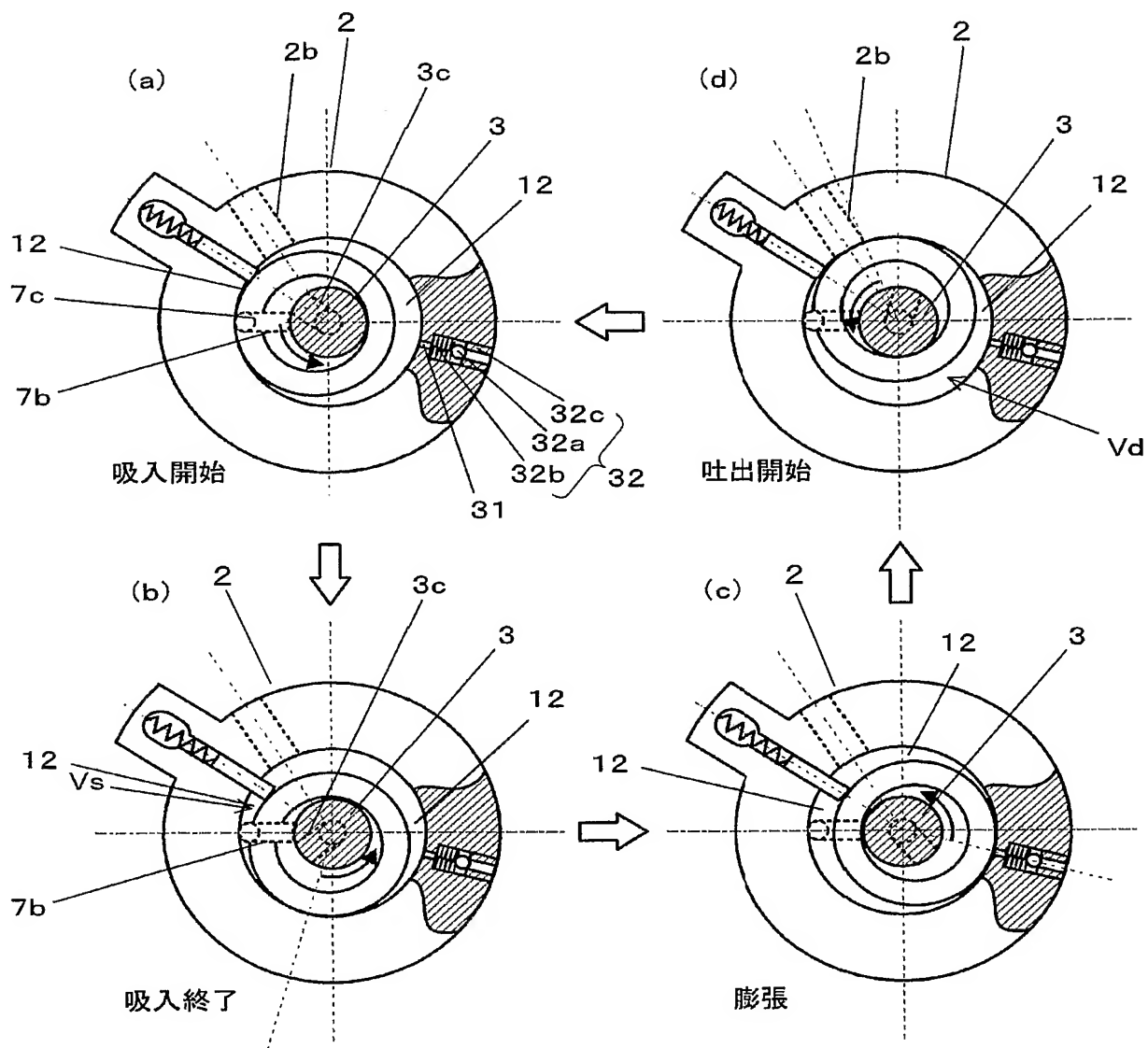
【図 6】



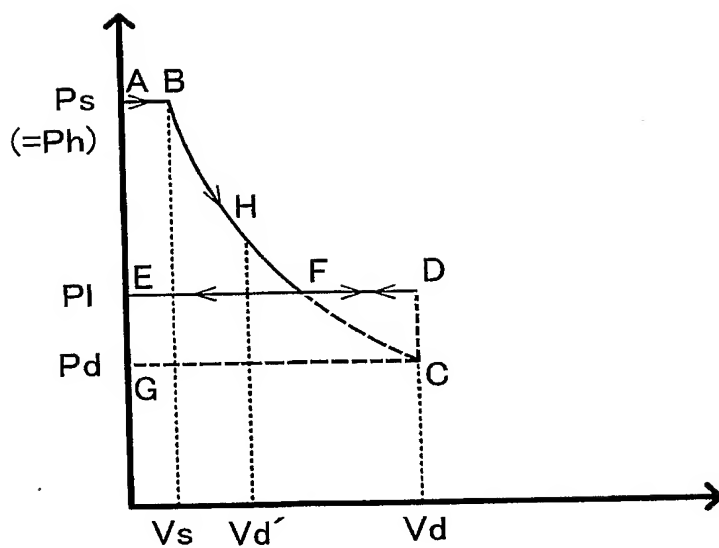




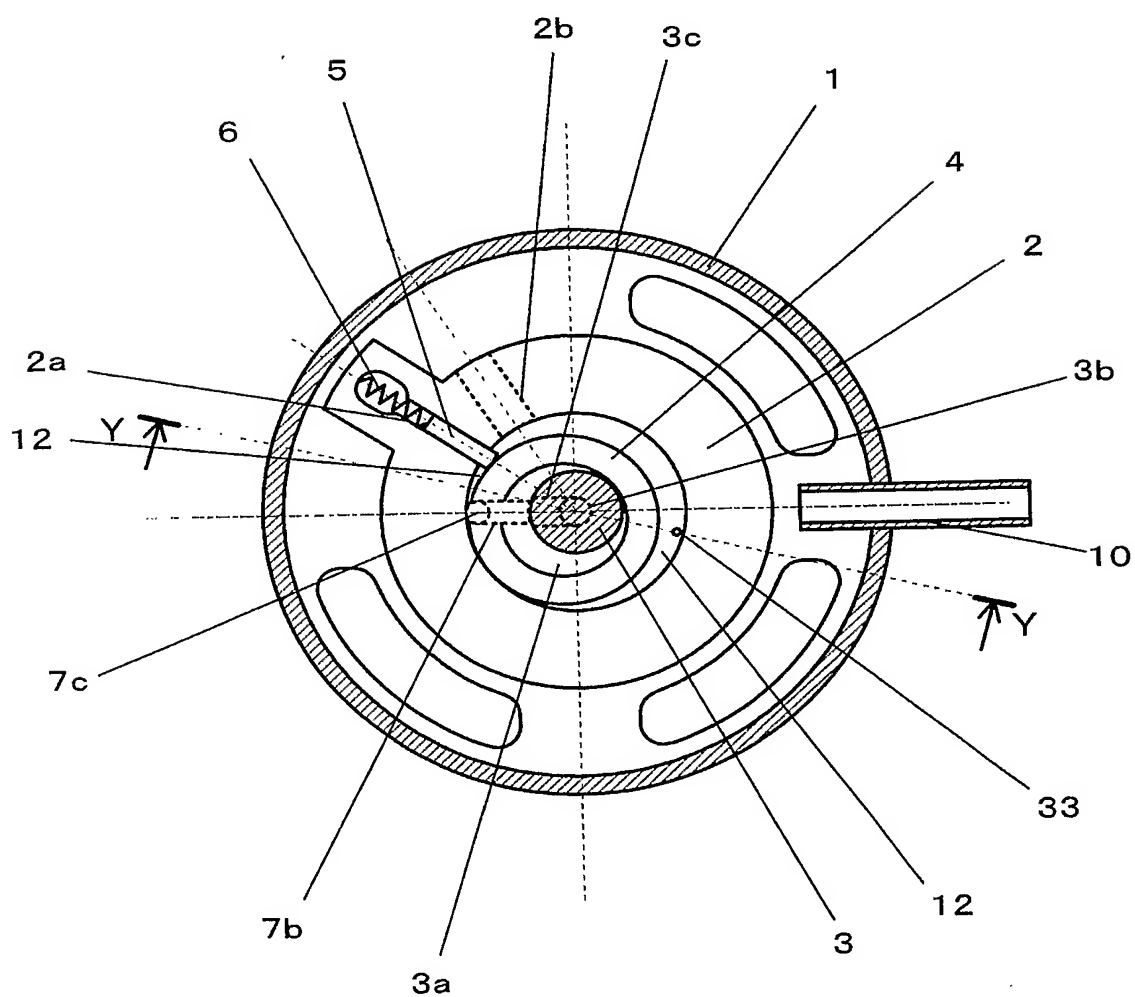
【図 8】



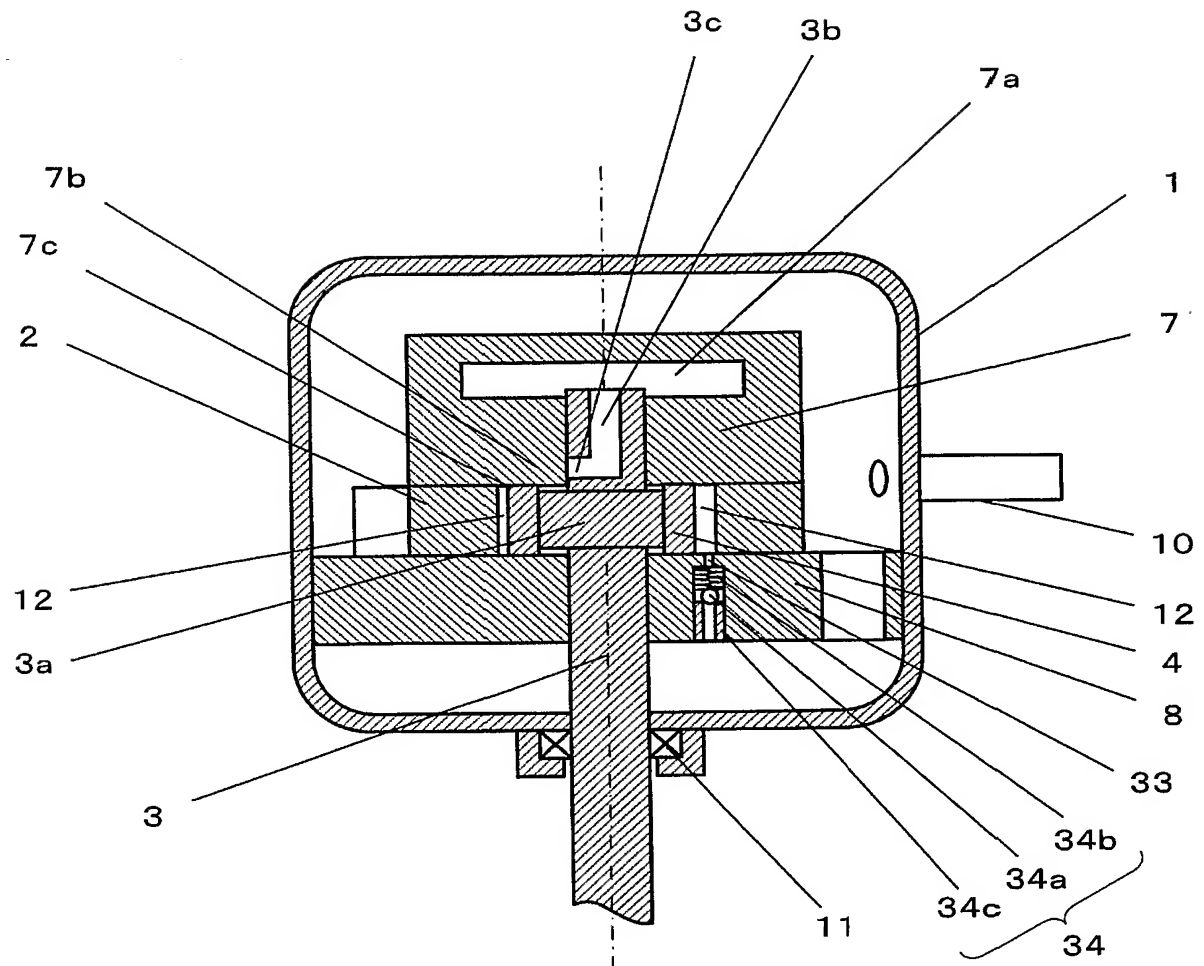
【図 9】



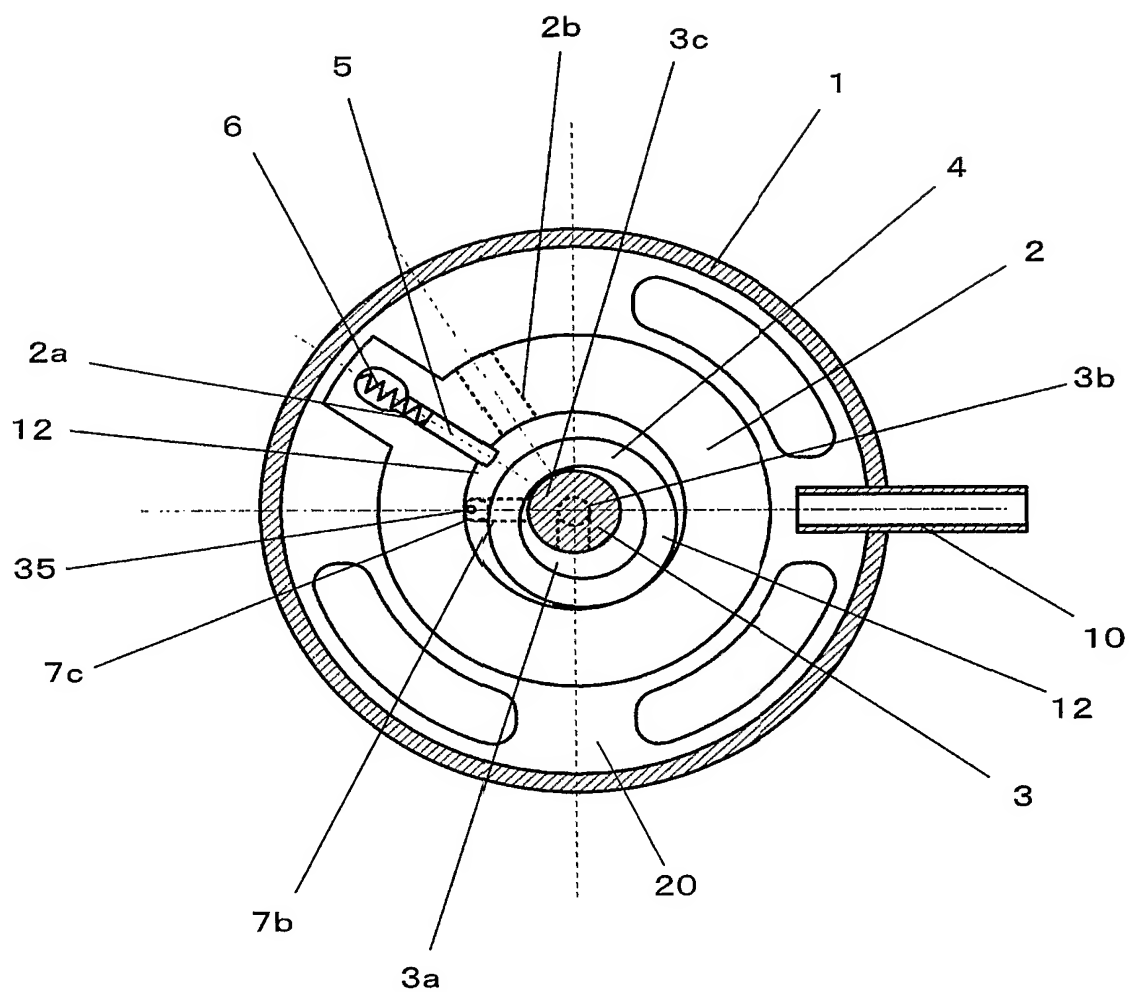
【図 10】



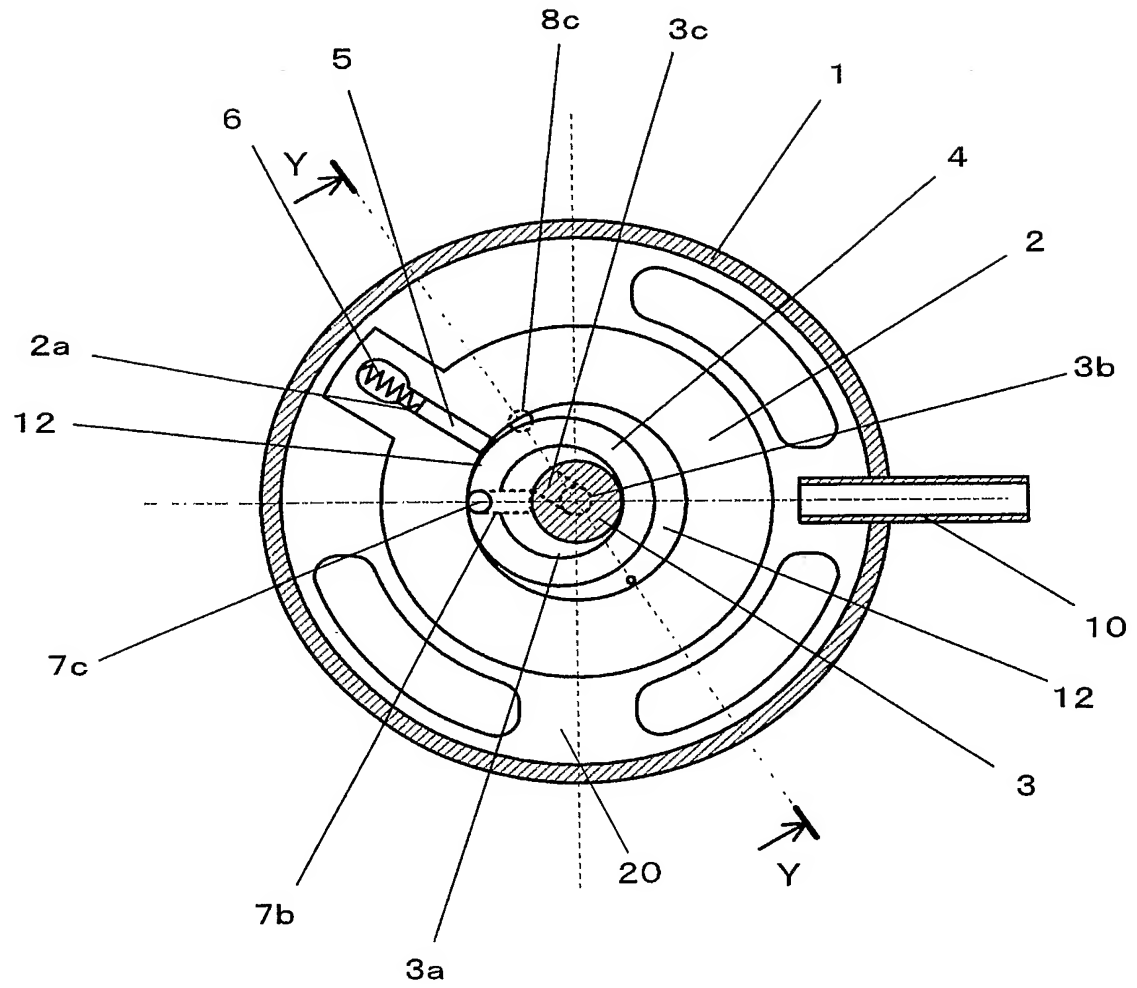
【図 1 1】



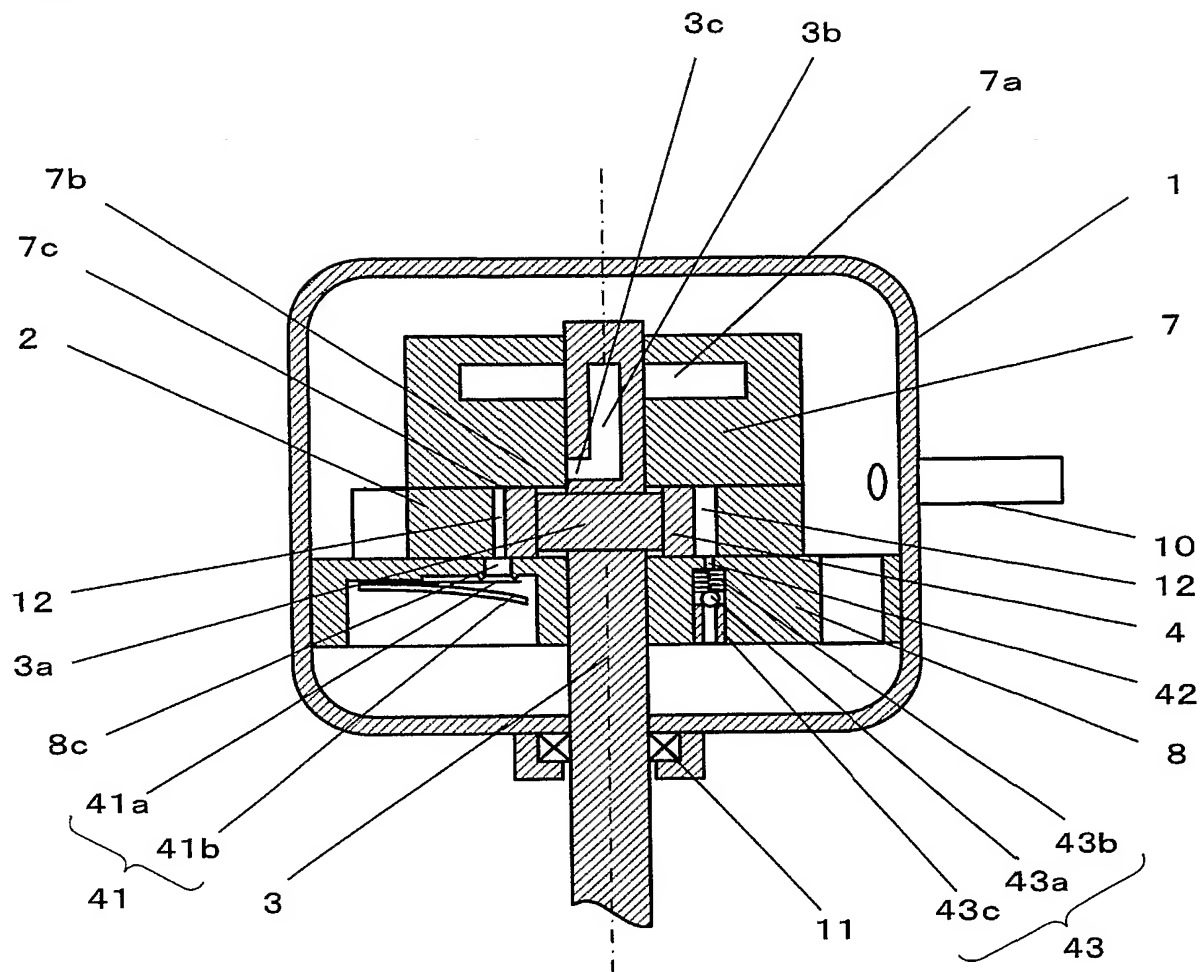
【図 12】



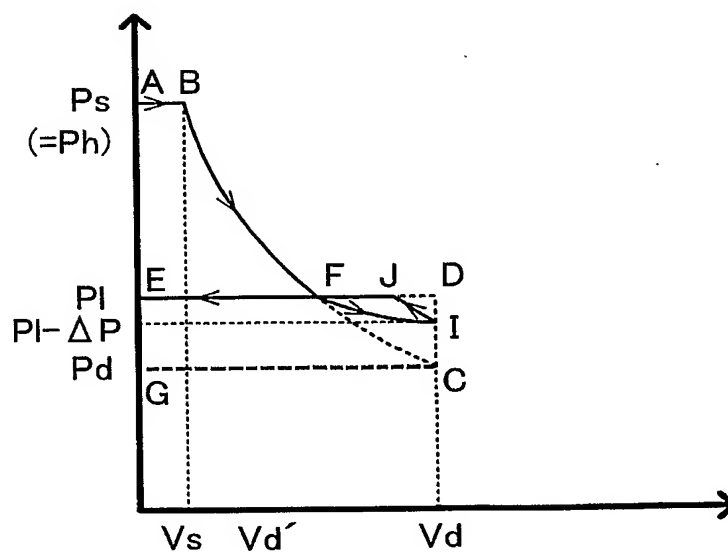
【図 13】



【図 14】



【図 15】

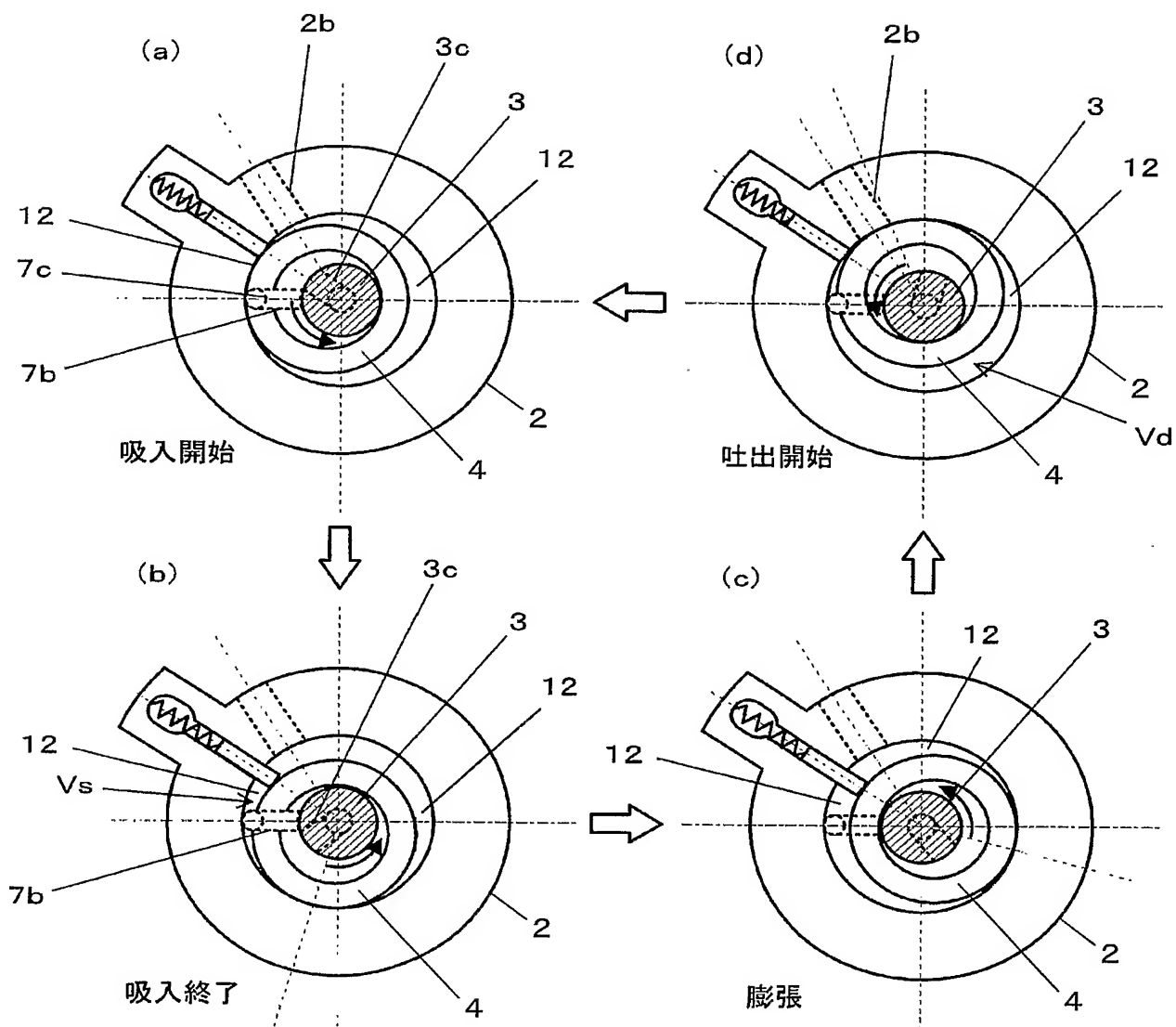




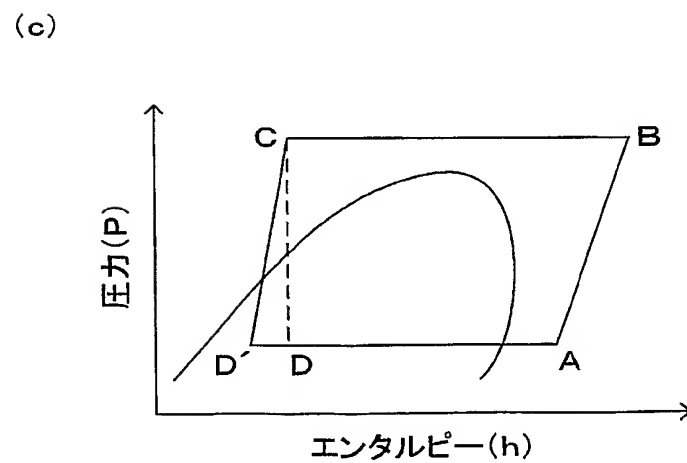
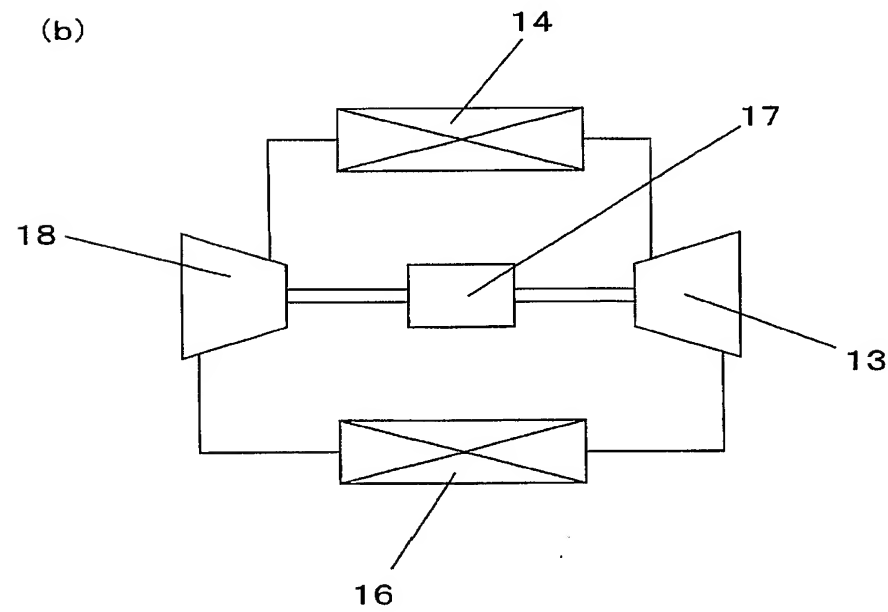
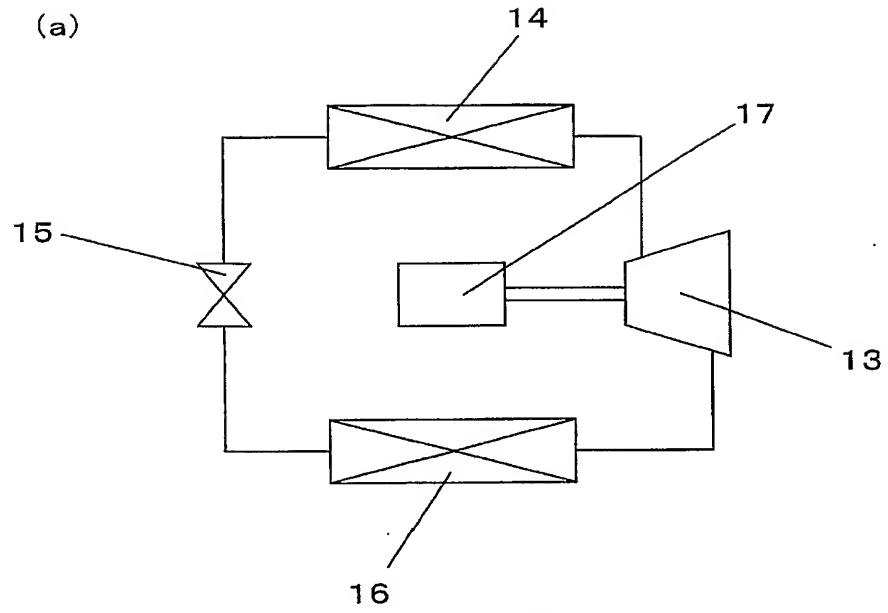




【図18】

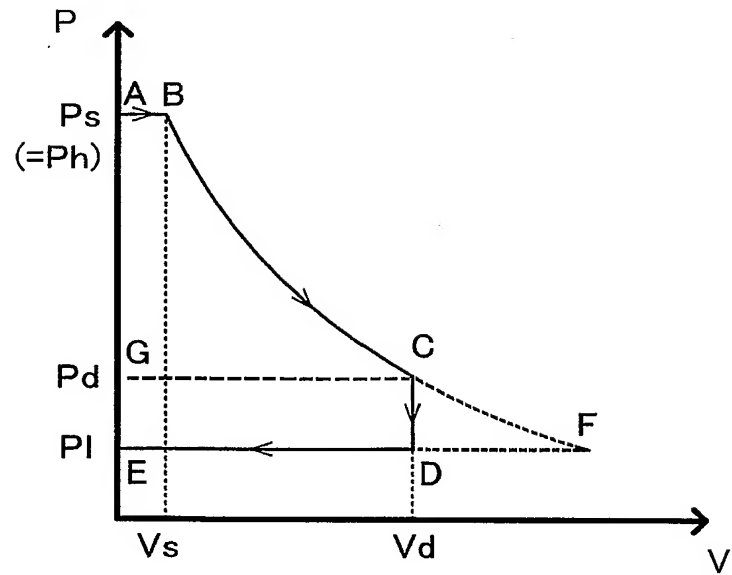


【図 19】

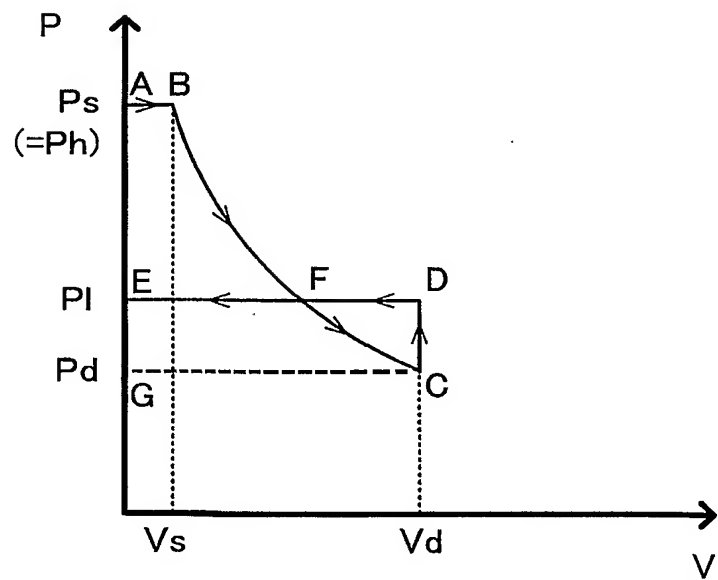


【図 20】

(a)  $P_d > P_l$



(b)  $P_d < P_l$



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 不完全膨張損失や過膨張損失を防止し、高効率の膨張機を提供する。

【解決手段】 作動流体を、シリンダ 2 とローラ 4 と上軸受部材及び下軸受部材 8 とにより形成されペーン 5 によって仕切られた作動室 1 2 に、吸入孔 7 c から吸入し、回転によってその容積が変化する作動室 1 2 で膨張させ、吐出孔 2 b から吐出空間 2 0 に吐出する膨張機において、その吐出孔 2 b に、作動室 1 2 の圧力が吐出空間 2 0 の圧力よりも高くなれば開く差圧弁 2 1 を設けることにより、作動流体の過膨張が生じてても再圧縮が可能となるので、過膨張損失を防止することができる。

【選択図】 図 2

## 認定・付加情報

特許出願の番号 特願 2 0 0 4 - 0 4 7 3 7 2  
受付番号 5 0 4 0 0 2 9 1 5 7 6  
書類名 特許願  
担当官 鈴木 紳 9 7 6 4  
作成日 平成 1 6 年 2 月 2 5 日

## &lt; 認定情報・付加情報 &gt;

【提出日】 平成16年 2月24日  
【特許出願人】  
    【識別番号】 000005821  
    【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地  
    【氏名又は名称】 松下電器産業株式会社  
【代理人】 申請人  
    【識別番号】 100087745  
    【住所又は居所】 東京都新宿区高田馬場 2 丁目 1 4 番 4 号 八城ビ  
                                ル 3 階  
    【氏名又は名称】 清水 善▲廣▼  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100098545  
    【住所又は居所】 東京都新宿区高田馬場 2 丁目 1 4 番 4 号 八城ビ  
                                ル 3 階  
    【氏名又は名称】 阿部 伸一  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100106611  
    【住所又は居所】 東京都新宿区高田馬場 2 丁目 1 4 番 4 号 八城ビ  
                                ル 3 階  
    【氏名又は名称】 辻田 幸史

特願 2 0 0 4 - 0 4 7 3 7 2

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [ 0 0 0 0 0 5 8 2 1 ]

1. 変更年月日 1 9 9 0 年 8 月 2 8 日

[変更理由] 新規登録

住 所 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地  
氏 名 松下電器産業株式会社